

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA ENERGETIKY



NÁVRH VÝPOČTU NAHŘÍVACÍ KOMORY

HEATINGS CHAMBER DESING

Student:

Bc. Zdeněk Schee

Vedoucí práce:

prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.

OSTRAVA 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zdeněk Schee**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh výpočtu nahřívací komory**
Heatings Chamber Design

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh řešení nahřívací komory pro pyrolýzní retortu.
Proveďte technický rozbor možností řešení a shrnutí možností nahřívání komory, včetně tepelné bilance.
Proveďte konstrukční řešení navrženého řešení.
Práce bude obsahovat:

1. Tepelnou bilanci prostoru.
2. Návrh vhodného materiálu a provedení komory.
3. Návrh alternativních řešení.
4. Zjednodušený model proudění v nahřívacím prostoru pro zvolené řešení.
5. Návrh možností chlazení plynu z nahřívací komory.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Kolektiv autorů. *Plynárenská příručka*. Vydala s.r.o. Gas Praha 1997.
- [2] Příručka. *Hořáky na dvojí palivo: plyn, olej*. [3174165965]
- [3] HOLZBECHER, Kristián. *Plynové hořáky*. Vyd. 1., SNTL - Nakladatelství technické literatury, Praha, Česká republika, 1969, 111 s.
- [4] SCHOLZ, R., BECKMANN, M., SCHULENBURG, F. *Abfallbehandlung in thermischen Verfahren: Verbrennung, Vergasung, Pyrolyse, Verfahrens und Anlagenkonzepte*. 1. Aufl.. - Stuttgart B.G. Teubner, 2001 - 460 s. : il. ISBN 3-519-00402-X (brož.) (1/1)
- [5] ČERNÝ, V. a kol. *Parní kotle a spalovací zařízení*. SNTL Praha 1975.
- [6] KOLAT, P. *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB Ostrava, 1987.
- [7] RYBÍN, M. *Spalování paliv a hořlavých odpadů v ohništích průmyslových kotlů*. SNTL Praha, 1985
- [8] RÉDR, M., PRÍHODA, M. *Základy tepelné techniky*. Praha SNTL, 1991. ISBN 80-03-00366-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2012



.....
podpis studenta

Návrh výpočtu nahřívací komory

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15. 5. 2012



.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Zdeněk Schee

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Antonína Vaška 144, Háj ve Slezsku, 74792

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SCHEE, Z. *Návrh výpočtu nahřívací komory: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 72 s. Vedoucí práce: Juchelková, D.

Práce se zabývá návrhem výpočtu nahřívací komory pyrolýzní jednotky, kdy jeho hlavní částí je matematický model proudění spalin v nahřívací komoře. Jedná se o již navrženou nahřívací komoru a účelem výpočtů je ověření správnosti konstrukčního návrhu nahřívací komory a provedení možných optimalizačních úprav. Pomocí matematických modelů jsou vytvořena teplotní pole v nahřívací komoře. Podle nich je vybrán vhodný konstrukční materiál, odolávající zjištěným teplotním vlivům. V závěru je proveden návrh vhodného využití tepla spalin z nahřívací komory. Teplo spalin je využito pro ohřev teplé užitkové vody a vytápění soustavou tepelných výměníků. Následně je teplo spalin využito pro sušení vlhkého materiálu před jeho pyrolýzou.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

SCHEE, Z. *Heatings Chamber Design: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 72 p. Thesis head: Juchelková, D.

The concern of thesis is design of calculations of the pyrolysis unit heating chamber where the main part of the thesis is the mathematical model of combustion flow in the heating chamber. The aim of the calculations is to check the validity of the heating chamber and rendering the possible optimizing adjustment. Using the mathematical models the temperature field inside of heating chamber is calculated and according to this the appropriate construction material is chosen which resist the determined temperature effects. In the conclusion the design of appropriate utilization of the products of combustion heat is used for warming up of the warm supply water and for heating with system of heat exchangers. Afterwards the heat of the burnt gas is used for drying of the wet materials prior the pyrolysis.

Souhlas s využitím technické dokumentace

Firma Arrow Line a.s., se sídlem 1. máje 34/120 blok C 703 00 Ostrava – Vítkovice, souhlasí s využitím technické dokumentace.

Poděkování

V úvodu bych rád poděkoval několika lidem, bez jejichž pomoci by tato práce nikdy nemohla být napsána. Především chci poděkovat paní prof. Ing. Dagmar Juchelkové, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a skvělý přístup a příklad v rovině pracovní komunikace. Dále bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Zdeňku Kadleci, Ph.D. za cenné rady v oblasti sdílení tepla a paní prof. RNDr. Kozubkové Miladě, CSc. za velmi prospěšné konzultace k tvorbě matematických modelů proudu spalín. Také bych rád vyjádřil svůj vděk pánům Ing. Máriu Balcovi a Ing. Liboru Baraňákovi za odborné konzultace z oblasti pyrolýzní technologie.

Tato Diplomová práce vznikla za podpory projektu CZ.1.05/2.1.00/03.0069-ENET. Využití netradičních zdrojů energie.

Obsah

ÚVOD	11
1. POPIS ŘEŠENÉ PRÁCE	12
1.1 ZADÁNÍ A CÍL PRÁCE	12
1.2 PRINCIP PYROLÝZNÍ TECHNOLOGIE	12
1.3 LEGISLATIVNÍ PROBLEMATIKA PYROLÝZY ODPADU	14
1.4 POPIS PYROLÝZNÍ JEDNOTKY	14
2 ANALYTICKÝ VÝPOČET	17
2.1 VÝPOČET MNOŽSTVÍ SPALIN ZEMNÍHO PLYNU	17
2.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO TEPELNÉHO VÝKONU A ROZDĚLENÍ TEPLOT PRO JEDNOTLIVÉ SEKCE.	19
2.3 VÝPOČET SOUČinitele PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ SPALIN V OHŘÍVACÍ KOMOŘE	22
2.4 VÝPOČET SOUČinitele PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM	25
2.5 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU OHŘÍVACÍ KOMORY	27
2.6 ZHODNOCENÍ ANALYTICKÉHO VÝPOČTU.....	28
2.7 KONTROLNÍ VÝPOČET	28
3 NUMERICKÝ VÝPOČET	31
3.1 GEOMETRIE PROUDU SPALIN	31
3.2 NASTAVENÍ SÍTĚ MODELU	31
3.2.1 NASTAVENÍ FYZIKY A METODY SIŤOVÁNÍ	32
3.2.2 Globální nastavení sítě	33
3.2.3 Lokální nastavení sítě.....	33
3.2.4 Náhled a generování sítě	33
3.2.5 Kontrola kvality sítě.....	34
3.3 NASTAVENÍ VÝPOČTU	35
3.3.1 Matematický model	35
3.3.2 Okrajové podmínky	35
3.3.3 Fyzikální vlastnosti materiálů	37
3.4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	37
4 KONTROLA MATERIÁLU A PROVEDENÍ KOMORY	43
5 ALTERNATIVNÍ ŘEŠENÍ.....	48
5.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA GEOMETRIE PROUDU SPALIN	48
5.2 OPTIMALIZACE TEPLoty SPALIN.....	49
5.3 KONTROLNÍ VÝPOČET OPTIMALIZAČNÍCH ZÁSAHŮ	49
5.4 ZHODNOCENÍ OPTIMALIZAČNÍCH ÚPRAV.....	53
6 NÁVRH MOŽNOSTI CHLAZENÍ PLYNU Z NAHŘÍVACÍ KOMORY.....	54
6.1 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	54
6.2 TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY.....	54

Návrh výpočtu nahřívací komory

6.2.1	POŽADAVKY NA VÝMĚNÍK	56
6.3	NÁVRH CHLADICÍHO SYSTÉMU PRO VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA SPALIN.....	57
6.3.1	VÝPOČET TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	59
6.3.2	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTŮ	66
7	ZÁVĚR.....	68
	POUŽITÁ LITERATURA.....	70
	SEZNAM PŘÍLOH.....	72

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c	konstanta závislá na uspořádání trubek	[-]
c_p	měrná tepelná kapacita	[kJ/(kg.K)]
d_1	vnitřní průměr	[m]
d_2	vnější průměr	[m]
Gr	Grashofovo kritérium	[-]
k	součinitel prostupu tepla	[kJ/(m.K)]
l	délka	[m]
n	přebytek vzduchu	[%]
\dot{m}	hmotový tok	[kg/s]
Nu	Nuseltovo kritérium	[-]
O	obvod	[m]
P	výkon	[kW]
Pr	Prandtlovo kritérium	[-]
\dot{Q}	tepelný tok	[kW]
Q_i	výhřevnost	[kJ/m ³]
q	hustota tepelného toku	[W/m]
R	poloměr	[m]
r	rozteč přepážek chladiče	[m]
Re	Reynoldsovo kritérium	[-]
S	plocha	[m ²]
s_1	přímá rozteč	[m]
s_2	podélná rozteč	[m]
s_u	úhlopříčná rozteč	[m]

Návrh výpočtu nahřívací komory

T	teplota	[K]
t	teplota	[°C]
V	objem	[m ³]
\dot{V}	objemový tok	[m ³ /s]
W	koncentrace	[-]
w	rychlost	[m/s]
x	šířka	[m]
x ₁	mezera mezi trubkami a pláštěm chladiče	[m]
x ₂	mezera mezi trubkami chladiče	[m]
z	počet řad trubek chladiče	[-]
α	součinitel přestupu tepla	[W/(m ² .K)]
Δ	rozdíl	[-]
ε_l	opravný součinitel pro krátké potrubí	[-]
ε_t	teplotní součinitel	[-]
ε_R	opravný součinitel pro oblouky	[-]
ε_{CO_2}	emisivita CO ₂	[-]
ε_{H_2O}	emisivita H ₂ O	[-]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]
λ	tepelná vodivost	[W/(m.K)]
ρ	hustota	[kg/m ³]

DOLNÍ INDEXY

CH	chladič
EKV	ekvivalentní
HU	hnědé uhlí
IN	vstupující

Návrh výpočtu nahřívací komory

LOG	logaritmický
N	normální
OK	ohřívací komora
OUT	vystupující
PŘ	předběžný
PYR	pyrolýza
RET	retorta
SAL	sálavý
SK	skutečný
SP	spaliny
STR	střední hodnota
T	teoretický
U	určující
VZ	vzduch
W	voda
zp	zemní plyn

HORNÍ INDEXY

S	suchý
V	vlhký

ZKRATKY

EXP.	expanzní nádrž
M.CH.	mikrochladič
O.Č.	oběhové čerpadlo
T.V.	tepelný výměník
TUV.	teplá užitková voda

Úvod

Žijeme v době, kdy je společnost stále více závislá na energiích. Je dokonce těžké si představit, které z našich každodenních činností nejsou na energiích minimálně podružně závislé. Dalším faktorem obrovského nárůstu energetických potřeb je zvyšování počtu obyvatel naší planety. Je tedy nutné tyto potřeby nějakým způsobem uspokojit. Cest k naplnění těchto požadavků je mnoho, počínaje elektrárnami jadernými, uhelnými, větrnými až po sluneční elektrárny. Výsledný energetický mix by však měl být kombinací všech těchto zdrojů v takovém poměru, aby docházelo k co nejnižšímu znečištění životního prostředí. Jaderné a uhelné elektrárny jsou však závislé na neobnovitelných přírodních zdrojích jako je uhlí, uran, atd. Je tedy nutné hledat zdroje další.

Kromě obyvatel dochází na naší planetě také k ohromnému nárůstu množství rozmanitých druhů odpadů, a proto se přímo nabízí tyto odpady nějakým způsobem využívat. Možností využívání odpadů jsou jeho recyklace nebo energetické využití.

Právě pyrolýza je jednou z technologií, která nám umožňuje s odpadem efektivně nakládat. Princip pyrolýzy je známý už řadu desetiletí, ale dlouhou dobu nebyl více využíván. V posledních letech se však pyrolýzou začíná zabývat stále více firem a institucí. Rozhodl jsem se tedy směřovat svou vědeckou činnost právě tímto směrem.

Téměř rok vykonávám pracovní stáž ve firmě Arrow-line, kde je mou činností údržba a měření na pyrolýzním zařízení Pyromatic. Tato firma úzce spolupracuje s VŠB v rámci projektu ENET. Díky tomuto projektu jsem se dostal právě k zadání této diplomové práce.

Pyrolýzní jednotka, pro kterou zpracovávám návrh výpočtu nahřívací komory pyrolýzní retorty je nyní ve výstavbě. Zařízení bude součástí technologického centra, v hale termických procesů, které se buduje v rámci projektu ENET v Ostravě Vítkovicích. Jedná se o výzkumné zařízení, na němž se budou provádět měření, která by měla vést k prohloubení znalostí pyrolýzní technologie při provozu pyrolýzních reaktorů tohoto typu.

1. Popis řešené práce

1.1 Zadání a cíl práce

Práce se zabývá návrhem vhodného řešení ohřívací komory pyrolýzní retorty. Ohřívací komora již byla navržena firmou Arrow-line a mým úkolem je tedy kontrola stávajícího návrhu. Jestliže bude stávající návrh nevyhovující, provedu optimalizační zásahy do návrhu tak, aby vyhovoval zadaným požadavkům. Ohřívací komora je vytápěna spaliny, které jsou produkovány hořákem firmy ECLIPSE výkonu 600 kW. Hořák je vybaven spalovací komorou, která umožňuje dosažení teploty spalin 950 °C. Pyrolýzní jednotka je navržena pro pyrolýzu materiálů o hmotovém příkonu cca 250 kg/hod. Jelikož je tato jednotka experimentální, je zpracovávaný materiál velmi různorodý. Bude se jednat o odpadní kaly, pneumatiky, tetrapaky, uhlí atd. Úkolem ohřívací komory je usměrnění toku spalin pomocí zabudované šroubovice a umožnění ohřátí zpracovávaného materiálu na teplotu 700 °C. Pro tento návrh vytvořím matematický model simulace proudu spalin a vytvořím teplotní pole uvnitř ohřívací komory pro určení teploty stěn retorty a pláště ohřívací komory. Numerické výpočty budou provedeny pomocí programu ANSYS FLUENT. Výsledky výpočtů pak pomohou při kontrole konstrukčního materiálu tepelně namáhaných stěn pyrolýzní jednotky. Dalším cílem je pomocí simulace proudění spalin zhodnotit konstrukční řešení ohřívací komory a navrhnout případná konstrukční vylepšení.

1.2 Princip pyrolýzní technologie

Kapitola vychází z [14]

Pyrolýza je termochemický rozklad organických materiálů za zvýšených teplot bez přístupu kyslíku. To zahrnuje souběžné změny chemického složení a fyzikální fáze, které jsou nevratné. Slovo pyrolýza je odvozeno z řečtiny, kde pyro znamená oheň a lysis znamená oddělení. V praxi bývá pyrolýzní proces rozdělen do tří kategorií podle teplot, při nichž k pyrolýze dochází. Jsou to procesy:

- nízkoteplotní (<500°C)
- středněteplotní (500 – 800°C)
- vysokoteplotní (>800°C)

V závislosti na dosažené teplotě můžeme v pyrolýzním procesu pozorovat různé děje. Tyto děje pro zjednodušení rozdělíme do tří teplotních intervalů. Do teploty 200°C dochází k sušení a tvorbě vodní páry. Tento děj je silně **endotermický** což znamená, že spotřebovává velké množství energie. Děj mezi teplotami 200 až 500°C nazýváme **suchou**

destilací, při níž se odštěpují boční řetězce z vysokomolekulárních látek a také nastává přeměna makromolekulárních struktur na plynné, kapalně a pevné produkty. Při teplotě od 500 do 1200°C dochází k výrazné tvorbě plynu. Zde jsou produkty po suché destilaci dále štěpeny. Vznikají tak stabilní plyny jako například H_2 , CO , CO_2 , CH_4 atd..

V dnešní době jsou většinou pyrolýzní systémy založeny na termickém rozkladu odpadu v rotační peci vytápěné zevně spaliny, které vznikají z následného spalování pyrolýzního plynu v termoreaktorech. Zbytek energie ze spálení plynu, která se nespotřebuje na ohřev vsádky, se využívá v kotlích na odpadní teplo k výrobě páry nebo teplé užitkové vody. Pyrolýzní jednotky bývají vhodné pro odpad s nízkým obsahem škodlivých látek a malou tendencí ke spékání. Modernějším způsobem je vytápění pyrolýzy zemním plynem nebo kombinací zemního plynu s pyrolýzním olejem, kdy je pak možno pyrolýzní plyn použít pro pohon kogeneračních jednotek nebo mikroturbín.

V tabulce 1.1 jsou uvedeny možné způsoby využití pyrolýzní technologie pro zpracování odpadů. Tyto způsoby lze rozdělit do tří kategorií a to na přeměnu odpadu na energii, karbonizaci a sanaci zeminy.

Aplikace	Suroviny pro pyrolýzní systém	Produkty pyrolýzy
Přeměna odpadu na energii	<ul style="list-style-type: none"> - tříděné komunální odpady - odpady z plastů - nemocniční odpady - guma a pneumatiky - elektronický odpad - odpady z biomasy (dřevo) - kaly z čištění odpadních vod - kaly ze dna nádrží na odpadní látky 	<ul style="list-style-type: none"> - elektrická energie - pára - tuhý uhlík - olej - nezoxidované kovy
Karbonizace	<ul style="list-style-type: none"> - dřevěné hranolky - organické kaly 	<ul style="list-style-type: none"> - tuhé palivo (dřevěné uhlí) - hnojiva
Sanace zeminy	<ul style="list-style-type: none"> - kontaminované zeminy 	<ul style="list-style-type: none"> - dekontaminované zeminy

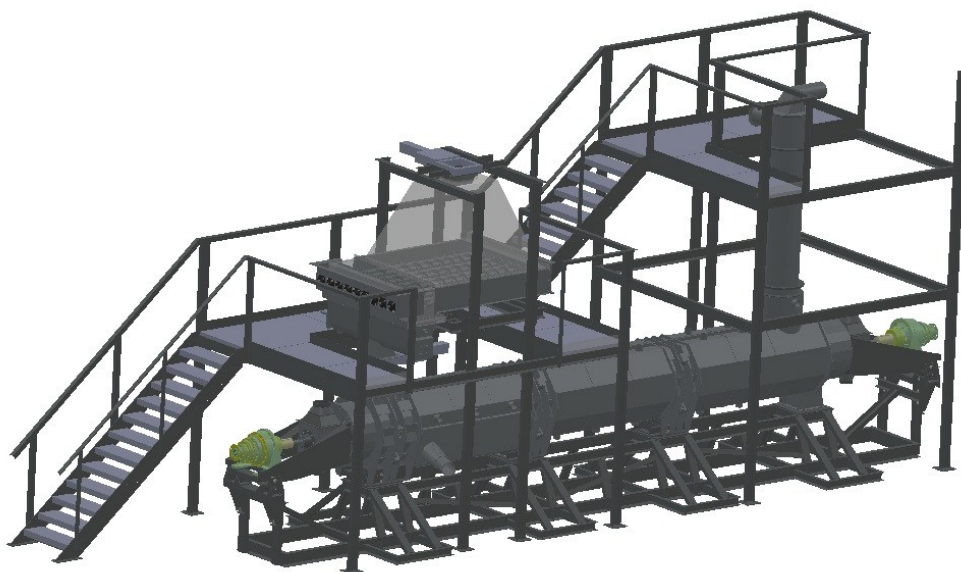
Tab. 1.1 – možné způsoby využití pyrolýzní technologie

1.3 Legislativní problematika pyrolýzy odpadu

Značným handicapem pyrolýzních a zplyňovacích jednotek na odpady, oproti např. těm zpracovávajícím biomasu, je to, že naše legislativa v podmínkách pro provoz a monitorování nerozlišuje různé technologie energetického využití odpadů a vztahuje na ně stejné požadavky jako na spalovny. Nechť každý ať posoudí sám, zda je to dobře či zda by měl být brán ohled na odlišnost technologie, případně její velikost. Nutno dodat, že tyto technologie vykazují vyšší energetickou účinnost než klasické spalování a čištění vyrobeného plynu je jednodušší a tedy i levnější než čištění mnohem většího (více než pětinasobně) množství spalín, vzniklých jeho spálením. [19]

1.4 Popis pyrolýzní jednotky

V této kapitole provedu popis jednotlivých částí pyrolýzní jednotky a stručně popíši děje, které v nich probíhají. Na obrázku 1.1 je zobrazena pyrolýzní jednotka se vším příslušenstvím, pro lepší představu o velikosti tohoto zařízení. Na obrázcích 1.2 a 1.3 jsou pak popsány hlavní části zařízení.



Obr. 1.1 – pyrolýzní jednotka

Zásobník – je to část zařízení, do kterého je dávkován materiál (odpad) ke zpracování v pyrolýzní jednotce. Tento zásobník je hermeticky uzavřen, aby bylo zabráněno nasátí vzduchu z okolního prostředí do pyrolýzního prostoru. Do zásobníku je společně s odpadem dávkován dusík, aby bylo zajištěno

Návrh výpočtu nahřívací komory

inertní prostředí pro pyrolýzní proces. Zásobník je dále vybaven soustavou šneků, které dopravují odpad do násypky.

Násypka – je to spojovací díl zásobníku a pyrolýzní komory.

Pyrolýzní komora – je hlavní částí celého zařízení. Právě zde dochází k samotné pyrolýze. Komoru je možno rozdělit do tří úseků a to na úsek před ohřívací komorou, úsek ohřívací komory a úsek za ohřívací komorou. V prvním úseku dochází k sušení odpadu při teplotě kolem 150°C. Tento proces je silně endotermický z důvodu tvorby vodní páry. V druhém úseku je odpad ohřát na teplotu kolem 500°C a dochází zde k suché destilaci. V posledním úseku se docílí teploty 700°C a dojde k dalšímu štěpení odpadu za vzniku stabilních plynů, které jsou odváděny komínem z jednotky. Tuhý zbytek je pak z jednotky odváděn výsypkou, umístěnou na konci třetího úseku pyrolýzní komory.

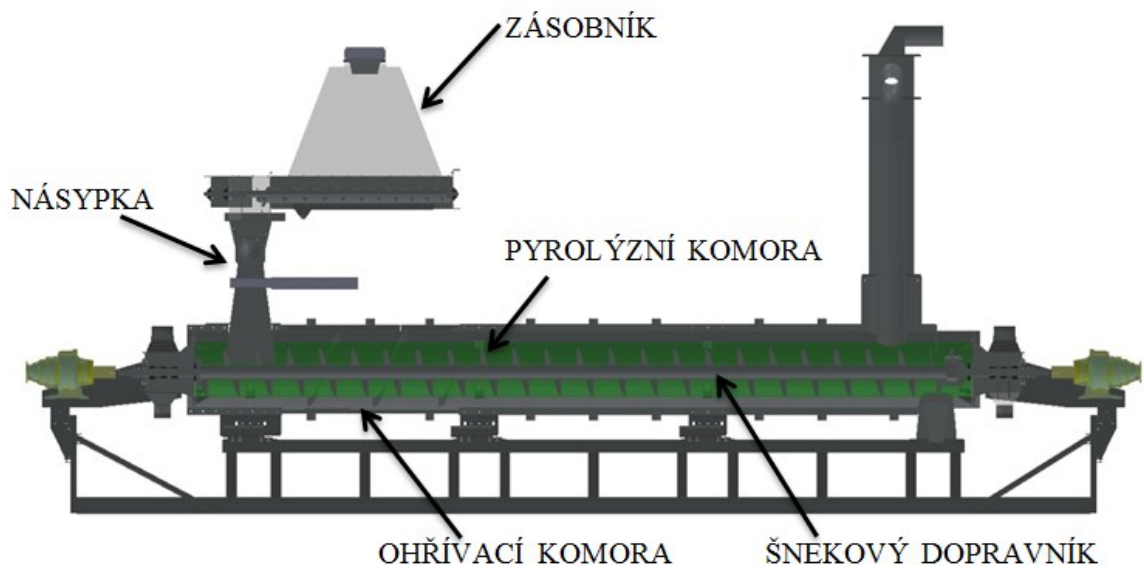
Retorta – je to vlastně jen dlouhý dutý válec oddělující pyrolýzní komoru od komory ohřívací, který také tvoří teplosměnnou plochu.

Šnekový dopravník – pomocí tohoto dopravníku je odpad v pyrolýzní komoře posouván takovou rychlostí, aby byla dodržena doba setrvání 0,5 až 1 hodina. Dopravník je poháněn dvěma elektromotory a rychlost otáček je regulována planetovými převodovkami.

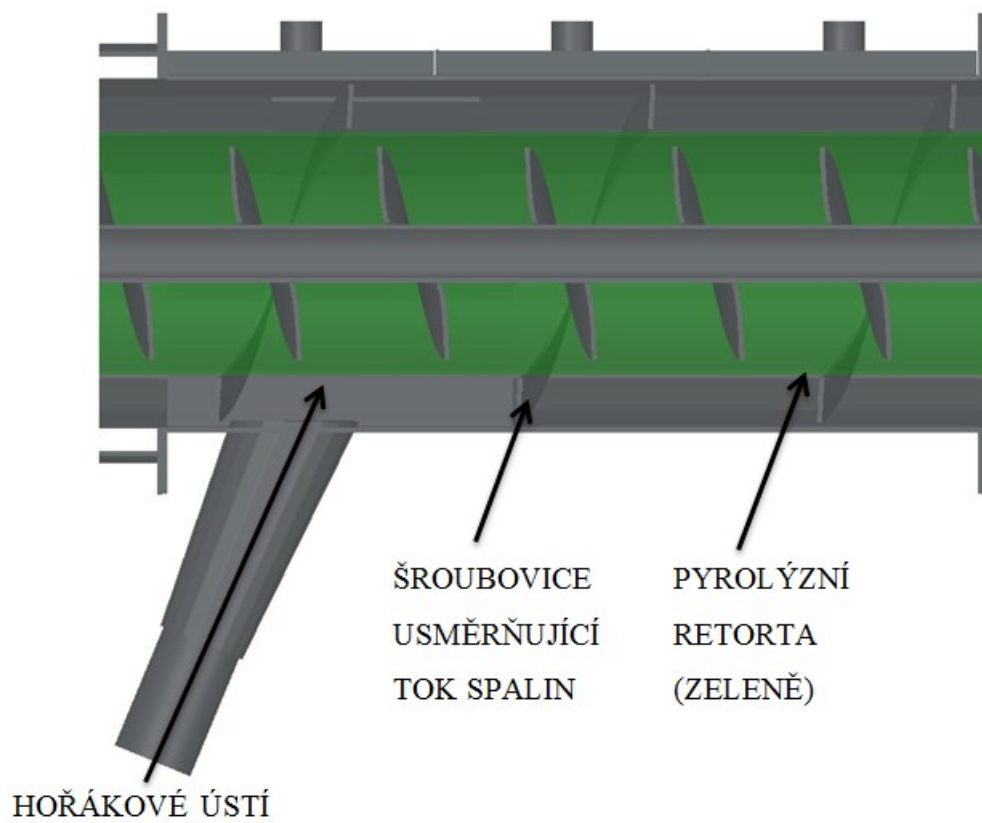
Ohřívací komora – je ji možno rozdělit do tří úseků, stejně jako komoru pyrolýzní. Hlavní částí je komora hořáková, která je dále nazývaná také jako komora ohřívací. V hořákové komoře je umístěn hořák produkující spaliny. Tyto spaliny jsou usměrněny na retortě navařenou šroubovicí, přičemž většina spalin by měla směřovat směrem ke komínu a část by se měla vracet do oblasti sušení. Tato problematika by měla být vyřešena simulací proudu spalin. Díky instalované šroubovici by mělo dojít k navýšení tepelného výkonu nahřívacího zařízení.

Hořák – jedná se o plynový hořák firmy Eclipse a to typ Eclipse RatioAir HeatPak Burner model RA-HP1-06. Hořák má výkon 600 kW a je vybaven spalovací komorou ze žáruvzdorné slitiny, která umožňuje dosáhnutí maximální teploty spalin 950°C. Palivem bude zemní plyn, o složení viz tab. 2.1. Podrobné parametry hořáku jsou uvedeny v [B].

Návrh výpočtu nahřívací komory



Obr. 1.2 – podélný řez pyrolýzní jednotkou



Obr. 1.3 – řez ohřívací komorou při pohledu shora

2 Analytický výpočet

Cílem analytického výpočtu je kontrola výkonu již navržené ohřívací komory pyrolýzní jednotky. Dalším účelem tohoto výpočtu je získání vstupních parametrů pro následný numerický výpočet. V nahřívací komoře dochází ke spalování zemního plynu v hořáku o maximálním výkonu 600 kW. Jak už bylo v kapitole 1.5 uvedeno, hořák je vybaven spalovací komorou, umožňující dosažení teploty spalin 950°C. Spaliny ohřívající retortu tedy musí být nutně chladnější. Po diskuzi s odborníky, kteří mají zkušenosti s provozem těchto hořáků na jiných zařízeních, volím teplotu spalin na vstupu do ohřívací komory 900°C. Jako referenční materiál pro tento výpočet volím hnědé uhlí o vlhkosti 12,1% z důvodu snadné dostupnosti termodynamických vlastností. Dále mám k dispozici měření, jehož účelem bylo mimo jiné zjištění spotřeby zemního plynu pyrolýzní jednotky Pyromatic při chodu na prázdko a při pyrolýze právě hnědého uhlí o vlhkosti 12,1%. Tento výpočet je pouze orientační, přesnější výsledky budou získány výpočtem numerickým. Všechny analytické výpočty jsou provedeny v programu Microsoft Excel 2010.

2.1 Výpočet množství spalin zemního plynu

Z výkonu hořáku a výhřevnosti zemního plynu je možné stanovit objemový tok plynu do hořáku. Jedná se o tranzitní zemní plyn o vlastnostech a složení viz tab. 2.1. [16]

prvek	koncentrace[%]
metan	98,39
etan	0,44
propan	0,18
butan	0,07
pentan	0,03
dusík	0,84
oxid uhličitý	0,08

Tab. 2.1 – složení zemního plynu.

- Spotřeba zemního plynu hořákem při maximálním výkonu:

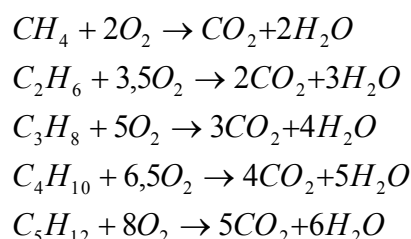
$$\dot{V}_{ZP} = \frac{P_h}{Q_{i,zp}} \quad \dot{V}_{ZP} = 0,01672 \left[m^3 \cdot s^{-1} \right] \quad (2.1)$$

Kde:

$$Q_{i,ZP} = 35870 \left[kJ \cdot m^{-3} \right] - \text{výhřevnost zemního plynu [16]}$$

$$P_h = 600 \left[kW \right] - \text{maximální výkon hořáku viz příloha č. 2}$$

V dalším kroku je třeba spočítat množství spalin, vzniklých spálením plynu na hořáku. K tomuto je nutno si zvolit vhodné stechiometrické spalovací rovnice. Pro tento případ volím tyto:



- množství suchého vzduchu potřebné k dokonalému spálení zemního plynu

$$V_{VZ,T}^S = \frac{2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12}}{0,21} \quad (2.2)$$

$$V_{VZ,T}^S = 9,515 \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

- Doporučený přebytek vzduchu 15% je dán výrobcem hořáku, skutečné množství suchého spalovacího vzduchu pak bude:

$$V_{VZ,SK}^S = n \cdot V_{VZ,T}^S \quad V_{VZ,SK}^S = 10,94 \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right] \quad (2.3)$$

Kde:

$$n = 1,15 [-] - \text{přebytek vzduchu viz příloha č. 2}$$

- Při vlhkosti vzduchu 3% bude jeho množství:

$$V_{VZ,SK}^V = v_{VZ} \cdot V_{VZ,SK}^S \quad V_{VZ,SK}^V = 11,27 \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right] \quad (2.4)$$

Kde:

$$v_{VZ} = 0,03 [-] - \text{vlhkost vzduchu}$$

- Nyní lze přistoupit k výpočtu vzniklých spalin po dokonalém spálení zemního plynu:

$$V_{CO_2} = CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + CO_2 \quad (2.5)$$

$$V_{N_2} = N_2 + 0,79 \cdot V_{VZ,SK}^S \quad (2.6)$$

Návrh výpočtu nahřívací komory

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{VZ,T}^S \quad (2.7)$$

$$V_{H_2O} = 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + (v_{VZ} - 1) \cdot V_{VZ,SK}^S \quad (2.8)$$

- množství vzniklých spalín pak bude

$$V_{SP,SK}^V = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O} \quad V_{SP,SK}^V = 12,28 \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right] \quad (2.9)$$

- koncentrace jednotlivých složek ve spalínách viz tab. 2.2

-	koncentrace [%]
W_{CO_2}	8,17
W_{N_2}	70,48
W_{O_2}	2,44
W_{H_2O}	18,91

Tab. 2.2 – koncentrace jednotlivých složek spalín.

- produkce spalín při maximálním výkonu hořáku za normálních podmínek

$$\dot{V}_{SP,N} = V_{SP,SK}^V \cdot \dot{V}_{ZP} \quad \dot{V}_{SP,N} = 0,205 \left[m^3 \cdot s^{-1} \right] \quad (2.10)$$

2.2 Výpočet minimálního tepelného výkonu a rozdělení teplot pro jednotlivé sekce.

Nejprve je určen potřebný tepelný výkon pro všechny sekce pyrolýzní jednotky. Dále je vypočtena výstupní teplota spalín a za zjednodušujícího předpokladu lineárního poklesu teploty spalín v jednotlivých sekcích je možno určit vstupní a výstupní teploty v těchto sekcích.

- Potřebné termodynamické veličiny:

měrná tepelná kapacita uhlí za stálého tlaku – hmotnostní vyjádření

$$cp_{HU,STR} = 1,552 \left[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

měrná tepelná kapacita spalín za stálého tlaku – objemové vyjádření

$$\begin{aligned} cp_{SP,STR} &= \sum cp_i \cdot \omega_i \\ &= cp_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + cp_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + cp_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + cp_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} \\ cp_{SP,STR} &= 1,489 \left[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1} \right] \end{aligned} \quad (2.11)$$

Předpoklad: Jedna z určených veličin je vstupní teplota referenčního materiálu do nahřívací komory. Ze zkušeností z provozu jednotky Pyromatic, kde docházelo k citelnému ohřátí materiálu již ve šnekovém dopravníku za zásobníkem, tedy předpokládám, že teplota materiálu v násypce bude 100 °C. K dalšímu ohřátí dojde v části před nahřívací komorou. Tato sekce je dlouhá 0,9 m a i přes malý průtok spalin touto sekcí je zde velká teplotní difference mezi spaliny a ohříváním materiálem. Předpokládám zde tedy nárůst teploty na 150°C.

Požadovaný tepelný příkon je volen tak, aby došlo k zahřátí 250 kg/h referenčního materiálu z teploty 150°C na teplotu minimálně 700°C. Na toto ohřátí budou mít samozřejmě vliv reakce působící uvnitř reaktoru. Při výpočtu tepelného výkonu však jejich vliv zanedbávám, neboť předpokládám, že je jejich účinek na změnu této teploty malý. Jako referenční materiál volím hnědé uhlí. Dochází zde samozřejmě i ke ztrátám přes izolaci do okolí a část tepla je také odvedena k přední části retorty, kde dochází k sušení. Jelikož je nahřívací komora vybavena velmi silnou izolací, tak aby povrchová teplota zařízení nepřesahovala 50°C, nepředpokládám zvýšené úniky tepla do okolí a hodnotu požadovaného příkonu navyšuji o 10%.

$$\dot{Q}_{PYR} = \dot{m}_{HU} \cdot c_{p_{HU,STR}} \cdot (t_{HU,OUT} - t_{HU,IN}) \cdot 1,1 \quad \dot{Q}_{PYR} = 65,2 [kW] \quad (2.12)$$

Kde:

$$\dot{m}_{H,U} = 250 [kg \cdot h^{-1}] - \text{hmotový tok hnědého uhlí}$$

- výstupní teplota spalin

$$t_{SP,OUT} = t_{SP,IN} - \frac{\dot{Q}_{PYR}}{(\dot{V}_{SP,N} \cdot c_{p_{SP,STR}})} \quad t_{SP,OUT} = 688 [^{\circ}C] \quad (2.13)$$

Kde:

$$t_{SP,IN} = 900 [^{\circ}C] - \text{vstupní teplota spalin}$$

Výstupní teplota spalin je nižší než výstupní teplota referenčního materiálu. Není tedy možno docílit ohřátí referenčního materiálu na požadovanou hodnotu při takto nastavených parametrech hořáku při souproutém uspořádání pyrolýzní jednotky. Jelikož mám za úkol zkontrolovat stávající návrh, musím snížit hmotový příkon materiálu, po diskusi se vedoucím práce, na 200 kg/hod. Potřebný příkon pro zahřátí hnědého uhlí na požadovanou teplotu pak bude:

Návrh výpočtu nahřívací komory

$$\dot{Q}_{PYR} = \dot{m}_{HU} \cdot cp_{HU} \cdot (t_{HU,OUT} - t_{HU,IN}) \cdot 1,1 \quad \dot{Q}_{PYR} = 52,16 [kW] \quad (2.14)$$

Kde:

$$\dot{m}_{H,U} = 200 [kg \cdot h^{-1}] - \text{hmotový tok hnědého uhlí}$$

- střední teplota spalin

$$t_{SP,OUT} = t_{SP,IN} - \frac{\dot{Q}_{PYR}}{(\dot{V}_{SP,N} \cdot cp_{SP,STŘ})} \quad t_{SP,OUT} = 730 [^{\circ}C]$$

$$t_{SP,STŘ} = \frac{t_{SP,IN} + t_{SP,OUT}}{2} \quad t_{SP,STŘ} = 815 [^{\circ}C] \quad (2.15)$$

- výstupní teplota spalin z ohřívací komory

Retortu si pro tento případ rozdělím na 4. sekce, přičemž v první dochází k sušení materiálu, ve druhé se nachází nahřívací komora s hořákem a systémem vedení spalin ve šroubovici. Ve třetí a čtvrté sekci nejsou spaliny usměrňovány šroubovicí a v retortě dochází k dalšímu ohřevu materiálu. Rozdělení retorty viz obr 2.1.

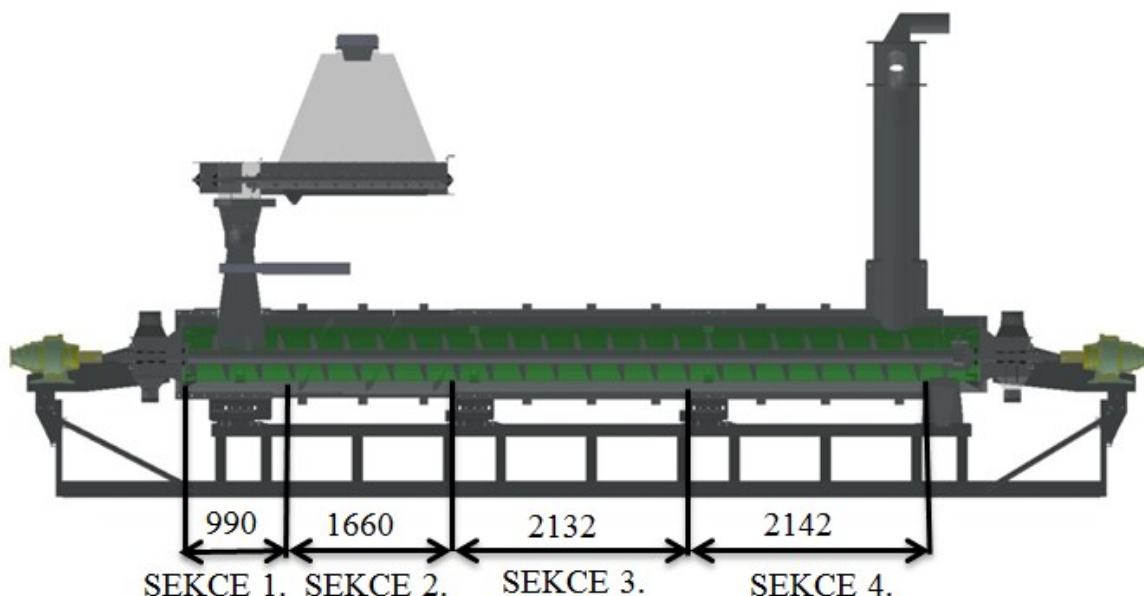
Předpokládejme tedy, že spaliny jsou vedeny šroubovicí od hořáku směrem ke komínu, a jejich teplota klesá lineárně. Délka ohřívací komory je 28,5% z celkové délky cesty spalin. Dalším předpokladem je zvýšený pokles teploty spalin v místě ohřívací komory z důvodu instalované šroubovice. Budu tedy počítat se 40 % poklesem teploty spalin v ohřívací komoře. Stejný předpoklad volím pro nárůst teploty referenčního materiálu. Zde ještě musím brát v potaz vliv vnitřních exotermních reakcí vlivem štěpení organických látek, obsažených v referenčním materiálu. Volím proto nárůst teploty referenčního materiálu v ohřívací komoře o 45% z celkové teplotní difference.

$$t_{SP,OUT,OK} = t_{SP,IN} - 0,4 \cdot (t_{SP,IN} - t_{SP,OUT}) \quad t_{SP,OUT,OK} = 832 [^{\circ}C] \quad (2.16)$$

$$t_{SP,STŘ,OK} = \frac{t_{SP,IN} + t_{SP,OUT,OK}}{2} \quad t_{SP,STŘ,OK} = 866 [^{\circ}C] \quad (2.17)$$

$$t_{HU,OUT,OK} = t_{HU,IN} + 0,45 \cdot (t_{HU,OUT} - t_{HU,IN}) \quad t_{HU,OUT,OK} = 397,5 [^{\circ}C] \quad (2.18)$$

$$t_{HU,STŘ,OK} = \frac{t_{HU,IN} + t_{HU,OUT,OK}}{2} \quad t_{HU,STŘ,OK} = 274 [^{\circ}C] \quad (2.19)$$



Obr. 2.1 – rozdělení retorty na 4. sekce.

2.3 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalin v ohřívací komoře

- Určení potřebných termodynamických veličin:

V níže uvedené tabulce 2.3 jsou uvedeny potřebné termodynamické veličiny pro všechny složky spalin při jejich střední teplotě (866 °C) v prostoru ohřívací komory (SEKCE 2).

	cp $[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	ρ $[kg \cdot m^{-3}]$	Pr [-]	λ $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$\eta \cdot 10^5$ $[Pa \cdot s]$
CO_2	2,183	0,4758	0,7201	0,07854	4,472
N_2	1,381	0,3028	0,75	0,07116	4,481
O_2	1,459	0,3459	0,7425	0,07836	5,301
H_2O	1,674	0,1948	0,8777	0,1145	4,225

Tab. 2.3 – termodynamické veličiny spalin v ohřívací komoře.

měrná tepelná kapacita spalin za stálého tlaku – objemové vyjádření

$$\begin{aligned}
 cp_{SP,STŘ,OK} &= \sum cp_i \cdot \omega_i \\
 &= cp_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + cp_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + cp_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + cp_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} \\
 cp_{SP,STŘ,OK} &= 1,503 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]
 \end{aligned}
 \tag{2.19}$$

hustota spalin za reálných podmínek

$$\begin{aligned}\rho_{SP,STR,OK} &= \sum \rho_i \cdot \omega_i \\ &= \rho_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + \rho_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \rho_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + \rho_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} \\ \rho_{SP,STR,OK} &= 0,298 [kg \cdot m^{-3}]\end{aligned}\quad (2.20)$$

Prandtlovo kritérium pro spaliny

$$\begin{aligned}\text{Pr}_{SP,STR,OK} &= \sum \text{Pr}_i \cdot \omega_i \\ &= \text{Pr}_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + \text{Pr}_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \text{Pr}_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + \text{Pr}_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} \\ \text{Pr}_{SP,STR,OK} &= 0,7715 [-]\end{aligned}\quad (2.21)$$

tepelná vodivost spalin

$$\begin{aligned}\lambda_{SP,STR,OK} &= \sum \lambda_i \cdot \omega_i \\ &= \lambda_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + \lambda_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \lambda_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + \lambda_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} \\ \lambda_{SP,STR,OK} &= 0,08014 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]\end{aligned}\quad (2.22)$$

dynamická viskozita spalin

$$\begin{aligned}\eta_{SP,STR,OK} &= \sum \eta_i \cdot \omega_i \\ &= \eta_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + \eta_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \eta_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + \eta_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} \\ \eta_{SP,STR,OK} &= 44,52 \cdot 10^{-6} [Pa \cdot s]\end{aligned}\quad (2.23)$$

kinematická viskozita spalin

$$\nu_{SP,STR,OK} = \frac{\eta_{SP,STR,OK}}{\rho_{SP,STR,OK}} \quad \nu_{SP,STR,OK} = 14,94 \cdot 10^{-5} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (2.24)$$

- Výpočet geometrie proudu spalin:

průtočná plocha pro spaliny

$$S_{SP,OK} = \frac{d_1 - d_{RET,2}}{2} \cdot x \quad S_{SP,OK} = 0,0761 [m^2] \quad (2.25)$$

kde:

$d_1 = 0,708 [m]$ - vnitřní průměr pláště nahřívací komory

$d_{RET,2} = 0,508 [m]$ - vnější průměr pyrolýzní retorty

$x = 0,761 [m]$ - stoupání šroubovice nahřívací komory

Návrh výpočtu nahřívací komory

objemový průtok spalin v ohřívací komoře za reálných podmínek

$$\dot{V}_{SP} = \dot{V}_{SP,N} \cdot \frac{t_{SP,STR,OK} + T_N}{T_N} \quad \dot{V}_{SP} = 0,855 [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.11)$$

Kde:

$T_N = 273,15 [K]$ - teplota za normálních podmínek

$t_{SP,STR,OK} = 866 [^{\circ}C]$ - střední teplota spalin v ohřívací komoře

rychlost proudění spalin v ohřívací komoře

$$w_{SP,OK} = \frac{\dot{V}_{SP}}{S_{SP,OK}} \quad w_{SP,OK} = 11,23 [m/s] \quad (2.26)$$

omočený obvod spalinami

$$O_{OK} = 2 \cdot x + d_1 - d_{RET,2} \quad O_{OK} = 1,722 [m] \quad (2.27)$$

hydraulický průměr

$$d_{h,OK} = \frac{4 \cdot S_{SP,OK}}{O_{OK}} \quad d_{h,OK} = 0,1768 [m] \quad (2.28)$$

- Výpočet součinitele přestupu tepla:

Reynoldsovo kritérium

$$Re_{SP,OK} = \frac{w_{SP,OK} \cdot d_{h,OK}}{\nu_{SP,STR,OK}} \quad Re_{SP,OK} = 13289,6 [-] \quad (2.29)$$

Nuseltovo kritérium

Volím vyjádření Nuseltova kritéria pro turbulentní proudění kanálem pro $Re > 10^4$ a zároveň $Pr > 0,7$. Kanál je tvořen rozvinutím šroubovicového tvaru proudu spalin.

$$Nu_{SP,OK} = 0,021 \cdot Re_{SP,OK}^{0,8} \cdot Pr_{SP,STR,OK}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad Nu_{SP,OK} = 85,62 \quad (2.30)$$

teplotní součinitel pro plyny

$$\varepsilon_t = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{t_{S,Př}}{t_{SP,STR,OK}} \quad \varepsilon_t = 1,046 [-] \quad (2.31)$$

předběžná teplota stěny retorty na straně spalin

$$t_{S,Př} = \left[\left(\frac{t_{SP,STR,OK} + t_{HU,STR,OK}}{2} \right) + t_{SP,STR,OK} \right] / 2 \quad t_{S,Př} = 718 [^{\circ}C] \quad (2.32)$$

opravný součinitel pro oblouky

$$\varepsilon_R = 1 + 1,8 \cdot \frac{d_h}{R} \quad \varepsilon_R = 2,047 [-] \quad (2.33)$$

poloměr zakřivení proudu spalin v ohřívací komoře

$$R = \frac{d_1 + d_{RET,2}}{4} \quad R = 0,304 [m] \quad (2.34)$$

opravný součinitel pro krátké kanály odečten z [6]

$$\varepsilon_L = 1,07 [-]$$

součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{SP,OK} = \frac{Nu_{SP,OK} \cdot \lambda_{SP,STR,OK}}{d_{h,OK}} \quad \alpha_{SP,OK} = 38,8 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.35)$$

2.4 Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním

Nejprve je nutné stanovit přesnější teplotu stěny retorty na straně spalin. K tomu je nutné vypočítat předběžnou hodnotu tepelného toku ze spalin přes retortu do referenčního materiálu, kdy při teplotách referenčního materiálu v místech ohřívací komory nebude docházet k výrazné tvorbě pyrolýzního plynu. Proto při výpočtu součinitele přestupu tepla volím zjednodušení a počítám pouze kondukcí do referenčního materiálu. Jedná se tedy o technický výpočet, aby byl umožněn další postup.

$$k_{PR,OK} = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{\alpha_{SP,OK} \cdot d_{R,2}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{RET,OK}} \cdot \ln \left(\frac{d_{R,2}}{d_{R,1}} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{HU,OK}} \cdot \ln \left(\frac{d_{R,1}}{d_{SD}} \right) \right)} \quad (2.36)$$

$$k_{PR,OK} = 26,22 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Kde:

$$\lambda_{RET,OK} = 23,26 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \text{ - tepelná vodivost materiálu retorty odečteno z [3]}$$

$$\lambda_{HU,OK} = 0,652 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \text{ - tepelná vodivost referenčního mat. odečteno z [3]}$$

$$d_{R,1} = 0,492 [m] \text{ - vnitřní průměr retorty}$$

střední logaritmický teplotní rozdíl (soupled)

$$\Delta t_{LOG,OK} = \frac{(t_{SP,IN} - t_{HU,IN}) - (t_{SP,OUT,OK} - t_{HU,OUT,OK})}{\ln \left(\frac{t_{SP,IN} - t_{HU,IN}}{t_{SP,OUT,OK} - t_{HU,OUT,OK}} \right)} \quad \Delta t_{LOG,OK} = 577,6 [^{\circ}C] \quad (2.37)$$

- předběžný výpočet hustoty tepelného toku

$$q_{PŘ,OK} = k_{PŘ,OK} \cdot \Delta t_{LOG,OK} \quad q_{PŘ,OK} = 15144,6 [W \cdot m^{-1}] \quad (2.38)$$

střední teplota stěny retorty na straně spalin

$$t_{S,PŘ,OK} = t_{SP,STR,OK} - \frac{q_{PŘ,OK}}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_{SP,OK} \cdot d_{R,2}} \right) \quad t_{S,PŘ,OK} = 621 [^{\circ}C] \quad (2.39)$$

Oproti výpočtu (2.32) je ve výpočtu (2.38) teplota stěny retorty o 97°C nižší. Provedl jsem tedy iterační přepočet hodnot na této teplotě závislých. Výsledky jsou zapsány v tabulce 2.4. Jestliže nyní porovnám teplotu stěny uvedenou v tabulce a ve výpočtu (2.39), je jejich rozdíl 3°C. Výsledky v tabulce tedy беру za konečné pro výpočet sálání.

$Nu_{SP,OK}$ [–]	$\alpha_{SP,OK}$ [W · m ⁻² · K ⁻¹]	$k_{PŘ,OK}$ [W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	$q_{PŘ,OK}$ [W · m ⁻¹]	$t_{S,PŘ,OK}$ [°C]
88,22	40,01	26,64	15390,9	624

Tab. 2.4

- Určení emisivity spalin

Emisivita je určena jen pro více zářící prvky spalin (CO₂, H₂O), u ostatních prvků je její vliv zanedbatelný.

ekvivalentní délka zářícího paprsku

$$l_{EKV,OK} = 3,4 \left(\frac{V_{SAL,OK}}{S_{SAL,OK}} \right) \quad l_{EKV,OK} = 0,401 [m] \quad (2.40)$$

Kde:

$V_{SAL,OK} = 0,313 [m^3]$ – objem sálavého prostoru

$S_{SAL,OK} = 2,64 [m^2]$ – povrch osálané plochy

Jelikož se jedná o poměrně složitý tvar pro výpočet objemu sálavého prostoru a povrchu osálané plochy, jsou hodnoty odečteny z 3D modelu ohřívací komory. Model byl vytvořen programem SolidWorks.

parciální tlaky CO₂ a H₂O

$$p_{CO_2,OK} = p_{SP,OK} \cdot w_{CO_2} \quad p_{CO_2,OK} = 8004 [Pa] \quad (2.41)$$

$$p_{H_2O,OK} = p_{SP,OK} \cdot w_{H_2O} \quad p_{H_2O,OK} = 18528 [Pa] \quad (2.42)$$

Návrh výpočtu nahřívací komory

Emisivita prvků CO_2 a H_2O je určena pro střední teplotu spalin v ohřívací komoře dle [6] a korekční součinitel β je odečten z [6].

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\text{CO}_2,OK} &= 0,07 [-] \\ \varepsilon_{\text{H}_2\text{O},OK} &= 0,1 [-], \beta = 1,1 [-] \\ \varepsilon_{SP,OK} &= \varepsilon_{\text{CO}_2,OK} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O},OK} \cdot \beta & \varepsilon_{SP,OK} &= 0,18 [-]\end{aligned}\quad (2.43)$$

- součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{SAL,OK} = 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_{RET,OK} + 1}{2} \cdot \varepsilon_{SP,OK} \cdot T_{SP,STR,OK}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{S,PŘ,OK}}{T_{SP,STR,OK}} \right)^{0,36}}{1 - \left(\frac{T_{S,PŘ,OK}}{T_{SP,STR,OK}} \right)} \quad (2.44)$$

$$\alpha_{SAL,OK} = 4,21 [W \cdot m^{-2} K^{-1}]$$

kde:

$$\varepsilon_{RET,OK} = 0,44 [-] - \text{emisivita materiálu retorty odečtena z [3]}$$

2.5 Výpočet tepelného výkonu ohřívací komory

- součinitel prostupu tepla

$$k_{OK} = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{(\alpha_{SAL,OK} + \alpha_{SP,OK}) \cdot d_{R,2}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{RET,OK}} \cdot \ln \left(\frac{d_{R,2}}{d_{R,1}} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{HU,OK}} \cdot \ln \left(\frac{d_{R,1}}{d_{SD}} \right) \right)} \quad (2.45)$$

$$k_{OK} = 27,8 [W \cdot m^{-2} K^{-1}]$$

- hustota tepelného toku

$$q_{OK} = k_{OK} \cdot \Delta t_{LOG,OK} \quad q_{PŘ,OK} = 16058,3 [W / m] \quad (2.46)$$

- tepelný výkon ohřívací komory

$$\dot{Q}_{OK} = q_{OK} \cdot l_{OK} \quad Q_{OK} = 26,65 [kW] \quad (2.47)$$

Kde:

$l_{OK} = 1,66 [m]$ – délka ohřívací komory

- přepočet hustoty tepelného toku na jednotku plochy

Přepočet provádím, protože do následujících numerických výpočtů je možné zadávat pouze plošný tepelný tok. Kdy plocha retorty $2,639 \text{ m}^2$ je odečtena z 3D modelu softwarem SolidWorks.

$$q_{OK} = \frac{\dot{Q}_{OK}}{S_{RET}} \quad q_{OK} = 10101 [W / m^2] \quad (2.48)$$

2.6 Zhodnocení analytického výpočtu

Tepelný příkon ohřívací komory je 26,65 kW, což je menší polovina z energie potřebné k ohřátí referenčního materiálu na požadovanou teplotu 700°C. K dalšímu ohřátí však dojde ve třetí a čtvrté sekci retorty, které tvoří 70% délky cesty spalin. Spaliny v těchto sekcích nejsou usměrňovány šroubovicí, a proto zde bude nižší tepelný tok ze spalin do ohřívaného materiálu. Je tedy třeba provést kontrolní výpočet pro třetí a čtvrtou sekci (dohřívací komora). Tento výpočet slouží k získání potřebných dat, které budou využity v následném numerickém výpočtu. Jedná se především o hodnoty tepelných toků, Reynoldsova čísla, rychlosti spalin atd..

2.7 Kontrolní výpočet

V tomto kroku provedu kontrolní výpočet předaného výkonu v prostoru za nahřívací komorou. Postupovat budu stejně jako v předchozím analytickém výpočtu. Proto si tento výpočet dovoluji zkrátit a všechny důležité hodnoty po té uvedu v tabulce 2.5. Určující teploty pro tento výpočet jsou střední teploty spalin a referenčního materiálu v třetí a čtvrté sekci retorty.

- střední teploty spalin a hnědého uhlí

$$t_{SP,STŘ,DK} = \frac{t_{SP,OUT,OK} + t_{SP,OUT}}{2} \quad t_{SP,STŘ,OK} = 781 [^{\circ}C] \quad (2.49)$$

$$t_{HU,STŘ,DK} = \frac{t_{HU,OUT,OK} + t_{HU,OUT}}{2} \quad t_{HU,STŘ,OK} = 548 [^{\circ}C] \quad (2.50)$$

- výpočet geometrie proudu spalin

průtočná plocha pro spaliny

$$S_{SP,DK} = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{RET,2}^2)}{4} \quad S_{SP,DK} = 0,192 [m^2] \quad (2.51)$$

rychlost proudění spalin v dohřívací komoře

$$w_{SP,DK} = \frac{\dot{V}_{SP}}{S_{SP,DK}} \quad w_{SP,DK} = 4,12 [m / s] \quad (2.52)$$

$$\dot{V}_{SP} = \dot{V}_{SP,N} \cdot \frac{t_{SP,STŘ,DK} + T_N}{T_N} \quad \dot{V}_{SP} = 0,791 [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.53)$$

omočený obvod spaliny

$$O_{DK} = \pi \cdot (D_1 + d_{r,2}) \quad O_{DK} = 3,82 [m] \quad (2.54)$$

hydraulický průměr

$$d_{h,DK} = \frac{4 \cdot S_{SP,OK}}{O_{OK}} \quad d_{h,DK} = 0,2 [m] \quad (2.55)$$

- výpočet součinitele přestupu tepla

Reynoldsovo kritérium

$$Re_{SP,DK} = \frac{w_{SP,DK} \cdot d_{h,DK}}{v_{SP,STŘ,DK}} \quad Re_{SP,DK} = 5515,2 [-] \quad (2.56)$$

Nuseltovo kritérium

Volím vyjádření Nuseltova kritéria pro přechodové proudění kanálem dle Kutateladze.

Vztah je platný pro $300 < Re \cdot Pr < 15000$. [8]

$$Nu_{SP,DK} = \varepsilon_t \cdot \left[5 + 0,021 \cdot (Re_{SP,DK} \cdot Pr_{SP,STŘ,DK})^{0,75} \right] \quad (2.57)$$

$$Nu_{SP,DK} = 20,33 [-]$$

teplotní součinitel pro plyny

$$\varepsilon_t = 1,72 \cdot \left(\frac{d_{h,DK}}{L_{DK}} \right)^{0,1} \quad \varepsilon_t = 1,266 [-] \quad (2.58)$$

Kde:

$L_{DK} = 4,274 [m]$ – délka prostoru za nahřívací komorou

součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{SP,DK} = \frac{Nu_{SP,DK} \cdot \lambda_{SP,STŘ,DK}}{d_{h,DK}} \quad \alpha_{SP,DK} = 8,15 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.59)$$

- součinitel přestupu tepla sáláním

ekvivalentní délka zářícího paprsku

$$l_{EKV,DK} = 3,4 \left(\frac{V_{SAL,DK}}{S_{SAL,DK}} \right) \quad l_{EKV,OK} = 0,408 [m] \quad (2.60)$$

objem sálavého prostoru

$$V_{SAL,DK} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_{RET,2}^2)}{4} \cdot L_{DK} \quad V_{SAL,DK} = 0,816 [m^3] \quad (2.61)$$

Návrh výpočtu nahřívací komory

povrch osálané plochy

$$S_{SAL,DK} = \pi \cdot L \cdot d_{RET,2} \quad S_{SAL,DK} = 6,82 [m^2] \quad (2.62)$$

emisivita spalin [6]

$$\varepsilon_{CO_2,OK} = 0,08 [-]$$

$$\varepsilon_{H_2O,OK} = 0,11 [-]$$

$$\beta = 1,1 [-]$$

$$\varepsilon_{SP,OK} = \varepsilon_{CO_2,OK} + \varepsilon_{H_2O,OK} \cdot \beta \quad \varepsilon_{SP,OK} = 0,201 [-] \quad (2.63)$$

součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{SAL,DK} = 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_{RET,DK} + 1}{2} \cdot \varepsilon_{SP,DK} \cdot T_{SP,STR,DK}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{S,PR,DK}}{T_{SP,STR,DK}} \right)^{0,36}}{1 - \left(\frac{T_{S,PR,DK}}{T_{SP,STR,DK}} \right)} \quad (2.64)$$

$$\alpha_{SAL,DK} = 3,52 [W \cdot m^{-2} K^{-1}]$$

kde:

$$\varepsilon_{RET,OK} = 0,44 [-] \text{ - emisivita materiálu retorty odečtena z [3]}$$

$$T_{S,PR,DK} = 995,15 [K] \text{ - předběžně určená teplota stěny retorty obdobně jako v (2.32)}$$

$$T_{SP,STR,DK} = 1054,15 [K] \text{ - střední teplota spalin}$$

Jelikož je následný postup shodný s postupem v kapitole 2.5, uvádím výsledky tohoto výpočtu v tabulce 2.5

k_{DK} [W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	q_{DK} [W · m ⁻¹]	$\Delta t_{LOG,DK}$ [°C]	Q_{DK} [kW]
13,31	4313	324	18,43

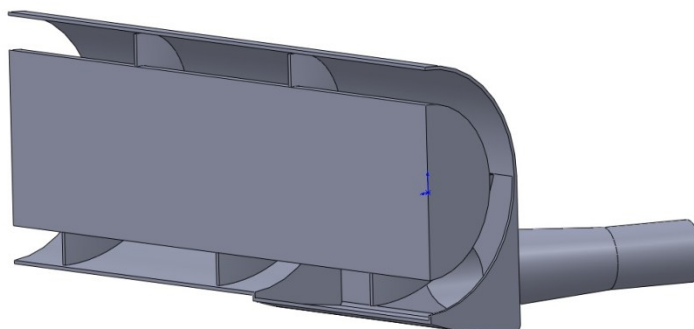
Tab. 2.5

Celkový tepelný příkon předaný spalinami do referenčního materiálu je při tomto provedení přes celou retortu pouze 45,1 kW, což je o 7,1 kW méně, než je zapotřebí k ohřátí daného množství referenčního materiálu na žádanou teplotu. Výpočet jsem prováděl se sníženým hmotovým příkonem materiálu (z 250 kg/h na 200 kg/h). Je tedy evidentní, že zvolený návrh nahřívacích prostor je nedostatečný. Je nutné provést optimalizační úpravy návrhu, aby bylo docíleno požadovaného výkonu zařízení. Toto bude provedeno v kapitole 5. Nyní však budu pokračovat v numerických výpočtech pro navrženou nahřívací komoru bez úprav.

3 Numerický výpočet

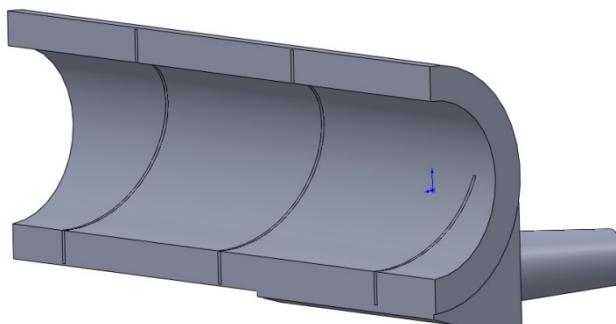
3.1 Geometrie proudu spalin

Prvním krokem numerického výpočtu je vytvoření přesného 3D modelu ohřívací komory. Model je vytvořen v programu SolidWorks 2011. Model je oproti skutečnému návrhu zjednodušen na vnější straně. Vnitřní strana modelu (oblast proudu spalin) odpovídá skutečnému návrhu.



Obr. 3.1 – podélný řez 3D modelem ohřívací komory

Pro numerický výpočet je však zapotřebí vytvořit geometrii proudu spalin v ohřívací komoře. Vytvoří se tak, že model ohřívací komory vložíme do vhodně zvoleného plného tělesa a vystříhneme jej z něj. Tímto vzniknou dvě tělesa, z nichž jedno je právě model proudu spalin.



Obr. 3.2 – podélný řez 3D modelem proudu spalin v ohřívací komoře

Tento model proudu spalin v ohřívací komoře je pak možné importovat do programu AnsysWorkbench a aplikovat na něj výpočtové numerické modely.

3.2 Nastavení sítě modelu

Touto sítí model proudu spalin rozdělíme na velké množství menších prvků, pomocí kterých bude proveden numerický výpočet. Je tedy zapotřebí, aby jednotlivé prvky,

respektive celá síť, byly co nejkvalitnější, protože přesnost výsledků numerických výpočtů je přímo závislá na kvalitě sítě. Při návrhu sítě postupuji dle následujícího algoritmu.



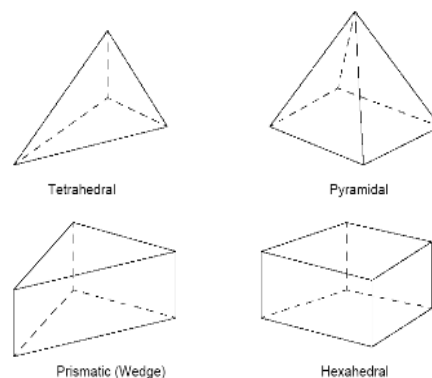
Obr 3.3 – algoritmus návrhu sítě

3.2.1 Nastavení fyziky a metody síťování

Nejvhodnější fyzikální model pro síťování proudění spalín je model CFD (computational fluid dynamics). Výpočetní dynamika kapalin je odvětví mechaniky tekutin, které používá numerické metody, algoritmy řešení a analyzuje problémy týkající se proudění tekutin.

Metody síťování určují, jakou geometrii budou mít základní prvky sítě a kde v modelu budou umístěny. Pro 3D modely jsou dostupné tyto metody:

- Automatic
- Tetrahedrons
 - Patch Conforming
 - Patch Independent
- Multi Zone
 - Mainly hexahedral elements
- Hex dominant
- Sweep
- Cut Cell



Obr 3.4 – geometrie základních prvků

Jako nejvhodnější metodu síťování pro tento bych volil Hex dominant. Touto metodou je nejprve vytvořen quad-dominantní povrch tělesa. Většina oblasti je pak vyplněna objekty s hexagonální mřížkou a zbytek oblasti je vyplněn pyramidovou a tetrahedrální sítí. Výhody této sítě jsou: snížení počtu prvků, rychlejší konvergence, prvky jsou zarovnány ve směru toku tekutiny, vyšší přesnost, nižší numerická chyba. Metoda

vyžaduje bezchybnou geometrii. Zkoušel jsem tedy vytvořit tuto mřížku, ale kvalita sítě nedosahovala potřebných hodnot, viz kapitola 3.2.5. Nebylo možné vytvořit přesné buňky podél šroubovice. Proto jsem se rozhodl využít metody Tetrahedrons – PatchConforming. Tato metoda už poskytla dostatečně kvalitní síť. Nevýhodou této metody je nárůst počtu buněk sítě. Přesnost výpočtu by však měla být stejně přesná jako u metody Hexdominat.

3.2.2 Globální nastavení sítě

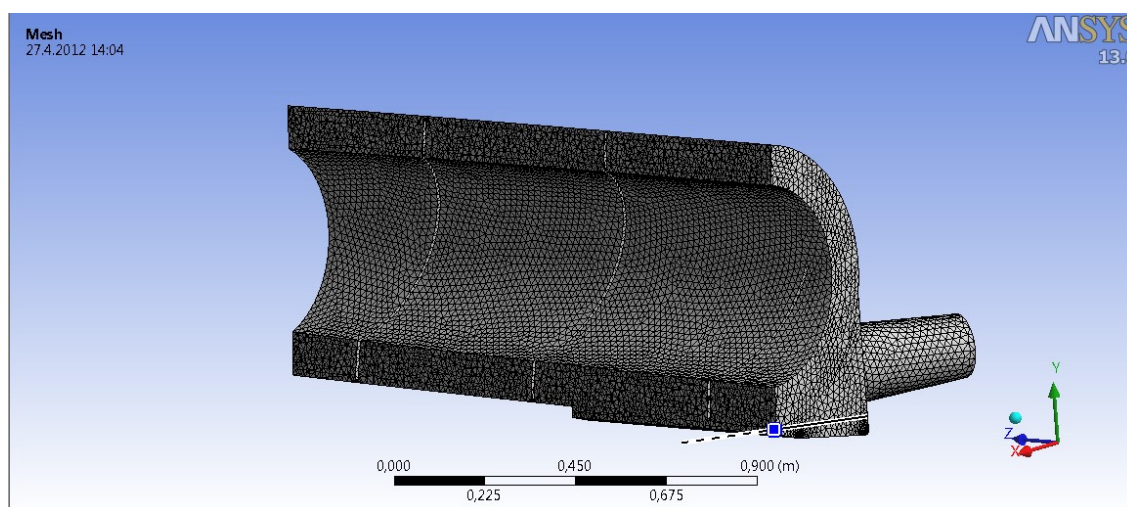
Globální nastavení sítě se používá k celkové úpravě sítě. Nastavení zahrnuje rozměrové funkce, inflace, vyhlazování, vstupní parametry. Řeší důležité části modelu nebo celý model s minimálními vstupy. Automaticky počítá velikost globálního prvku v závislosti na nejmenší geometrické entitě. Pro tuto úlohu jsem v globálním nastavení nastavil maximální velikosti prvků. Upravil jsem metodu vyhlazování pro nejvyšší kvalitu. Tento proces jsem opakoval tak dlouho, dokud nebylo dosaženo dostatečné kvality sítě. Tabulku s globálním nastavením sítě přikládám v příloze [C].

3.2.3 Lokální nastavení sítě

Lokální nastavení sítě používáme tehdy, potřebujeme-li změnit vlastnosti sítě jen v určitém místě. Například můžeme zjemnit síť v místě přestupu tepla nebo naopak síť zjednodušit v místě, kde nepředpokládáme složitější děje. Při řešení tohoto příkladu jsem se rozhodl zhustit síť v místech přestupu tepla do retorty a šroubovice.

3.2.4 Náhled a generování sítě


Při použití výše uvedených funkcí vznikne síť obr. 3.6 s 478618 prvky a 94376 uzly




Obr. 3.6 – řez vysítovaným modelem proudění spalin

3.2.5 Kontrola kvality sítě

Doporučené funkce pro kontrolu sítě, která bude následně využita pro numerické výpočty programem FLUENT jsou funkce SKEWNESS a ORTHOGONAL QUALITY. Nízká ortogonální kvalita nebo vysoká hodnota skewness se nedoporučuje. Obecně se snažíme minimální hodnotu ortogonální kvality udržet nad hodnotou 0,1 nebo maximální hodnotu skewness pod 0,95. Fluent může hlásit negativní buňky objemu, jestliže síť obsahuje vadné buňky.

					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Inacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Tab. 3.1 – tabulka hodnot pro funkci skewness

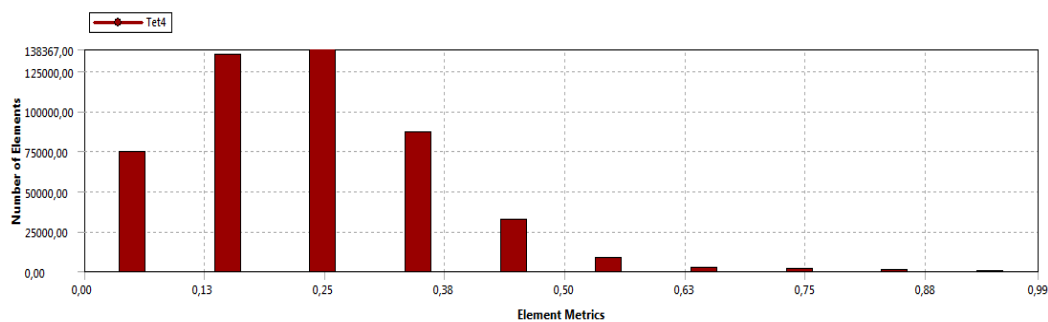
					
Inacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.10	0.10-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Tab. 3.2 – tabulka hodnot pro funkci orthogonal quality

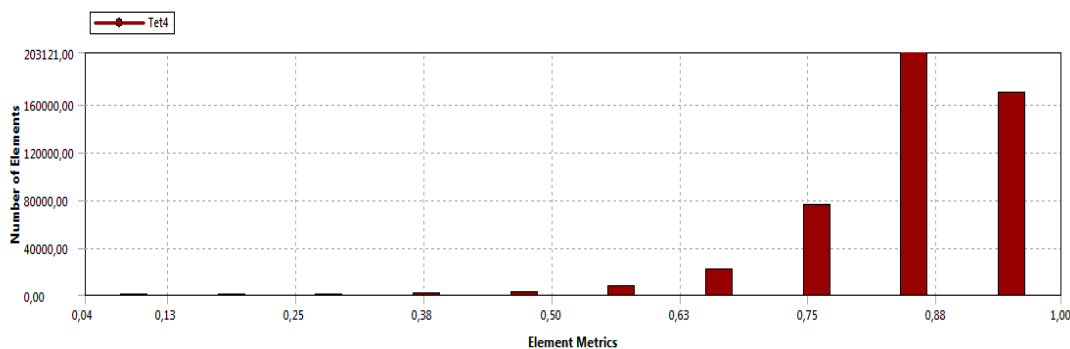
Kontrolní hodnoty orthogonal quality a skewness pro vytvořenou síť:

	skewness	Orthogonal quality
Min	$4,94 \cdot 10^{-6}$	0,044
Max	0,97	0,99
Průměrná	0,22	0,85

Níže uvedené grafy srovnávají četnost a kvalitu vytvořených prvků sítě.



Graf 3.1 – závislost četnosti prvků na kvalitě pro funkci skewness



Graf 3.2 – závislost četnosti prvků na kvalitě pro funkci orthogonal quality

Vytvořená síť nesplňuje podmínku minimální hodnoty ortogonální kvality, viz tab. 3.3, ale z grafu 3.2 je zřejmé, že počet nekvalitních prvků v síti je zanedbatelný. Tuto síť tedy můžeme využít pro další výpočty.

3.3 Nastavení výpočtu

3.3.1 Matematický model

V této úloze dochází k turbulentnímu proudění, jak už bylo výše vypočteno analytickým výpočtem. Hodnota Reynoldsova čísla v oblasti ohřívací komory je 13 289, což je blízko přechodové oblasti laminarity od turbulence. Z tohoto důvodu volím výpočtový model pro nízká Reynoldsova čísla a pro řešení přestupu tepla $k-\omega$ SST. Pro rozproudění spalín v modelu jsem však z důvodu úspory času volil výpočtový model $k-\epsilon$ standart. V tomto modelu se v krátkém čase docílí rozproudění spalín a pak je model přepnut na pro tento případ přesnější $k-\omega$ SST.

3.3.2 Okrajové podmínky

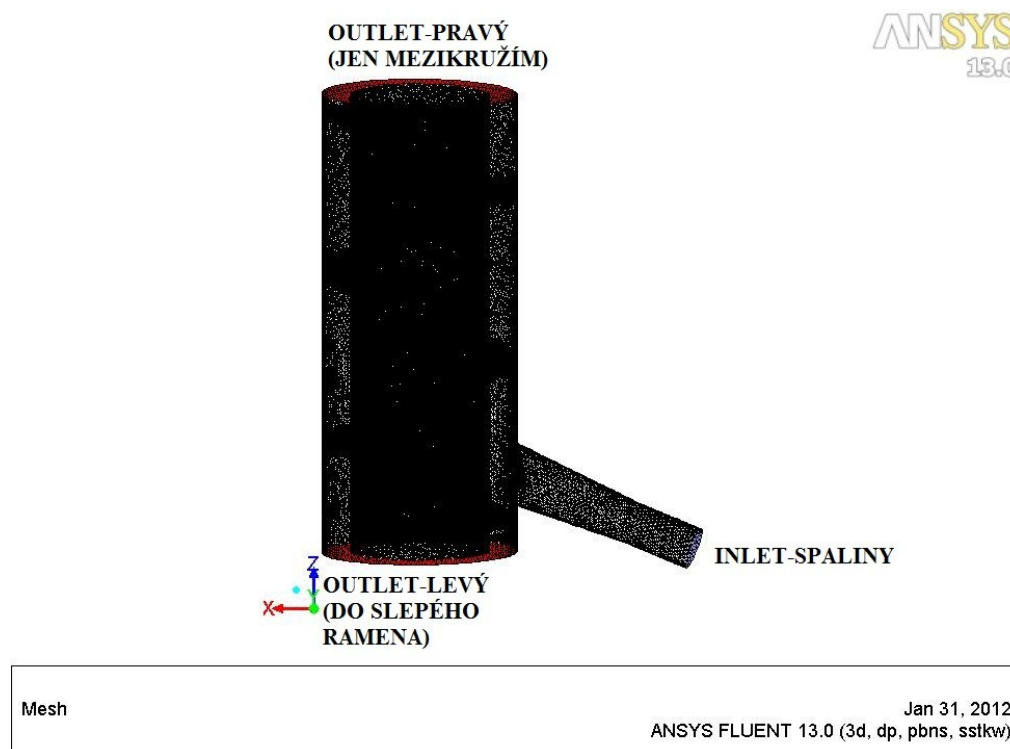
Okrajové podmínky jsou uvedeny v následující tabulce 3.4, kdy hodnoty okrajových podmínek byly získány pomocí analytického výpočtu. Okrajová podmínka pro vstup spalín je definována rychlostí proudění spalín. Dále je zde definována teplota spalín a jejich složení. Z důvodu neznalosti místních ztrát v oblasti šroubovice byla tlaková ztráta určena experimentálně pomocí výpočtového programu Fluent, kdy jsem zadával různé hodnoty tlaku na výstupu spalín z šroubovice. Tlak při těchto pokusech vždy poklesl o hodnotu 200 Pa. Proto volím podtlak na výstupu spalín 200 Pa, tak aby na vstupu spalín do ohřívací komory byl udržován pokud možno mírný podtlak, viz obr. 3.6. Teplota spalín na výstupu opět vychází z analytického výpočtu. Pro výstup spalín do slepého ramene jsem volil tlak atmosférický, jelikož při zadání i mírného podtlaku v této části byly spaliny vysáty do slepého ramene, což by neodpovídalo reálnému průběhu. Stěnu pláště definuji jako

Návrh výpočtu nahřívací komory

dokonale izolovanou s nulovým tepelným tokem skrze tuto stěnu. Takovou podmínku volím z bezpečnostního hlediska, jelikož kontroluji materiál navržený pro plášť. Teplotní odolnost pláště by tedy měla být lehce naddimenzovaná. Na stěnu retorty definuji tepelný tok z analytického výpočtu. Pro lepší představu stanovení podmínek jsou vstupní a výstupní plochy znázorněny na obr. 3.7.

ZÓNA	OKRAJOVÁ PODMÍNKA	HODNOTA
Vstup spalin (inlet spaliny)	Rychlost spalin [m/s]	43,3
	Teplota [K]	1173,15
Zadávané složení spalin:	H ₂ O [%]	18,91
(N ₂) – si fluent dopočítá sám	O ₂ [%]	2,44
	CO ₂ [%]	8,17
Výstup spalin (outlet pravý)	Podtlak [Pa]	200
	Teplota zpětného toku [K]	1105
Slepé rameno (outlet levý)	Podtlak [Pa]	0
	Teplota zpětného toku [K]	1150
Stěna vnější (wallvnejsi)	Tepelný tok [w/m ²]	0
Stěna retorty (wallvnitni)	Tepelný tok [w/m ²]	10101

Tab. 3.4 – okrajové podmínky



Obr. 3.7 – okrajové podmínky

3.3.3 Fyzikální vlastnosti materiálů

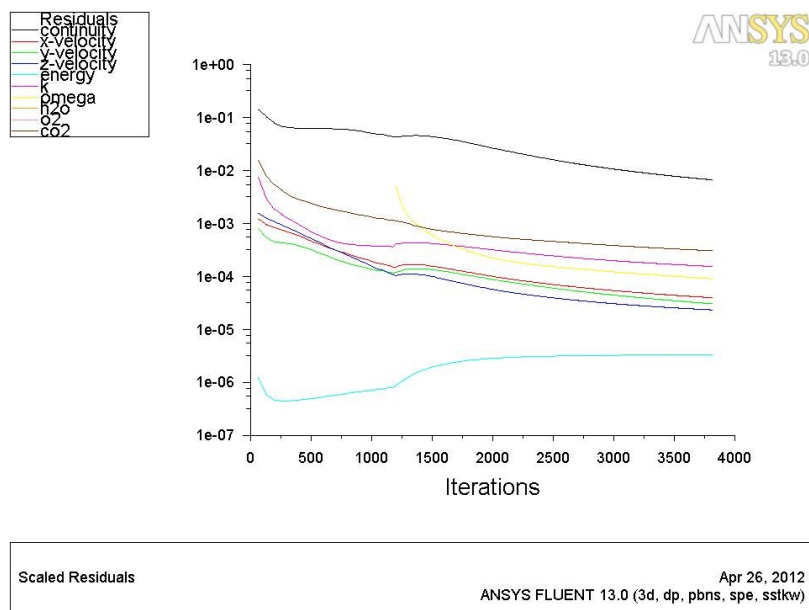
Ve výpočtu jsou definovány dva základní materiály a to materiál konstrukce ohřívací komory, kterým je ocel. Proudícím materiálem v nahřívací komoře jsou spaliny. Měrná tepelná kapacita je definována jako piecewise-polynomial. Vedení tepla a viskozita jsou počítány dle kinetických teorií. Molekulová hmotnost je konstantní a L-J charakteristika délky s L-J parametrem energie jsou také konstantní.

3.4 Zhodnocení výsledků

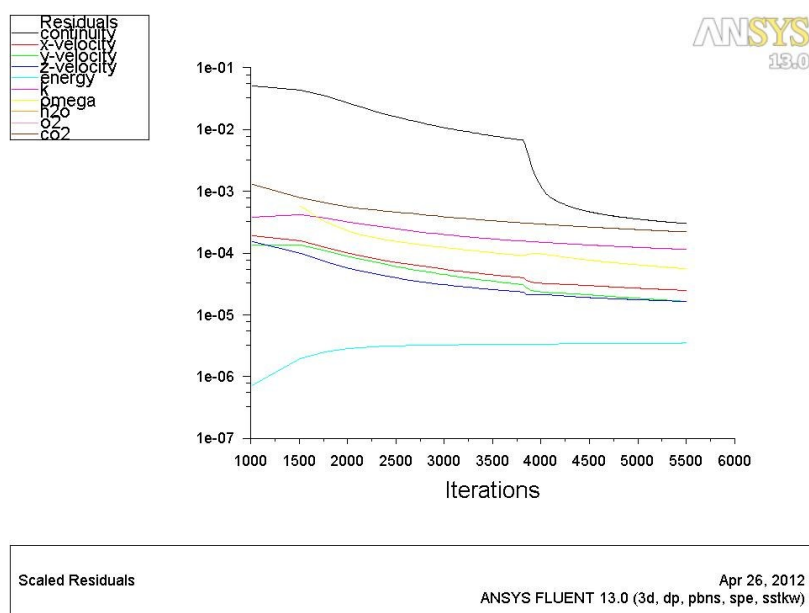
Výsledky numerické simulace proudění spalin v ohřívací komoře jsou vyhodnoceny pomocí vyplněných kontur rychlostí, teplot a tlaků v podélných a příčných rovinách ohřívací komory. Následně jsou vyhodnoceny další veličiny jako teplota stěny retorty a pláště. Dále je zobrazen průběh residuálu při výpočtu.

Nejprve bylo nutné rozproudit spaliny v ohřívací komoře. Toto se provádí lépe při použití k- ϵ matematického modelu. Po přibližně 1000 iteracích byl model přepnut na k- ω SST. Na obr. 3.8 je zobrazen vliv této změny na průběh residuálů. Na obr. 3.9 jsou zobrazeny residuály po 5500, kdy byl snížen tlakový relaxační parametr z 0,003 na 0,03 a řešení zkonvergovalo.

Návrh výpočtu nahřívací komory



Obr. 3.8 – residuály po 4000 iteracích

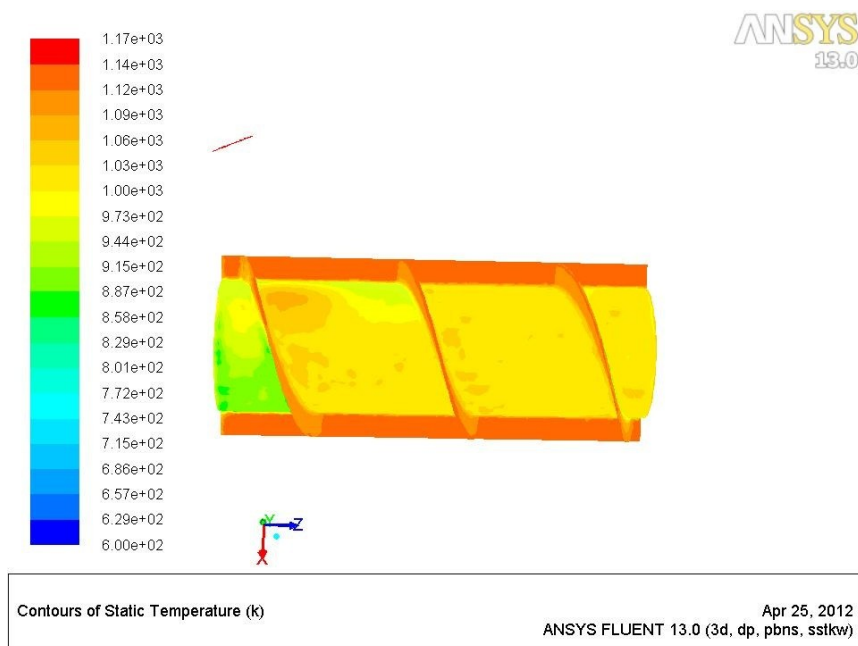


Obr. 3.9 – residuály po 5500 iteracích

Na obrázku 3.10 jsou znázorněny teploty stěny retorty, kdy je viditelný nárůst teploty v oblasti vstupu spalin do nahřívací komory. Spaliny zde totiž narážejí vyšší rychlostí do stěny retorty, a proto zde dochází k tomuto vyššímu ohřevu. Na levé straně komory je zase zřejmé podchlazení stěny retorty. To je způsobeno omezeným prouděním spalin do slepého ramene nahřívací komory. Tato místa jsou od sebe oddělena šroubovicí a teplotní difference mezi nimi je cca 100°C . Svary spojující šroubovici s retortou tedy budou více namáhány a je nutné brát na tento stav při jejich návrhu ohled. Teplota stěny retorty se dle numerického

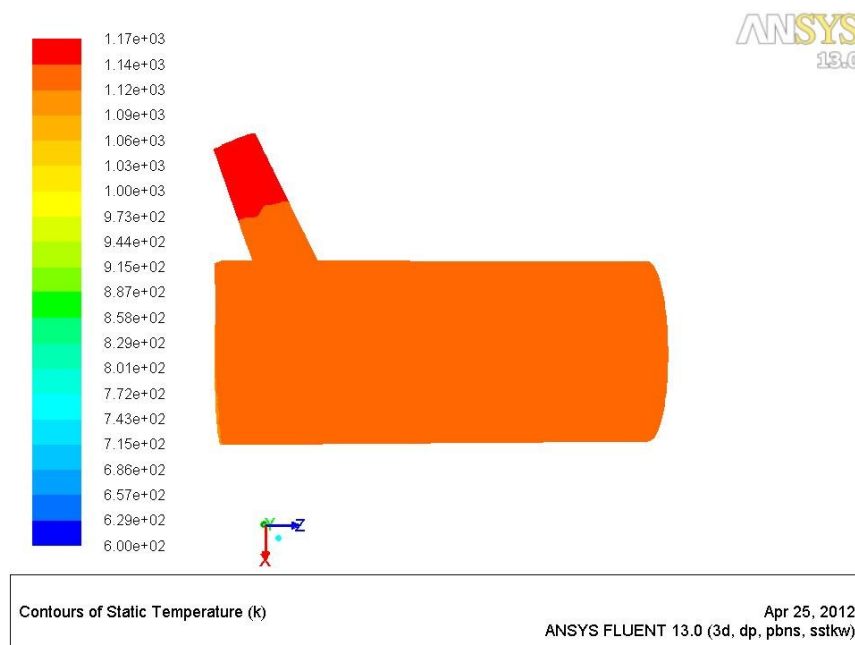
Návrh výpočtu nahřívací komory

výpočtu pohybuje v rozmezí 642°C až 815°C, kdy v oblasti se šroubovicí je udržována na hodnotě 720°C.



Obr. 3.10 – teplota spalin v podélném řezu + teplota stěny retorty

Teplota stěny pláště viz obrázek 3.11 je více konstantní. Dochází zde k nárůstu teploty v místech vyšších rychlostí spalin, ale na konstrukci by to nemělo mít výraznější vliv.

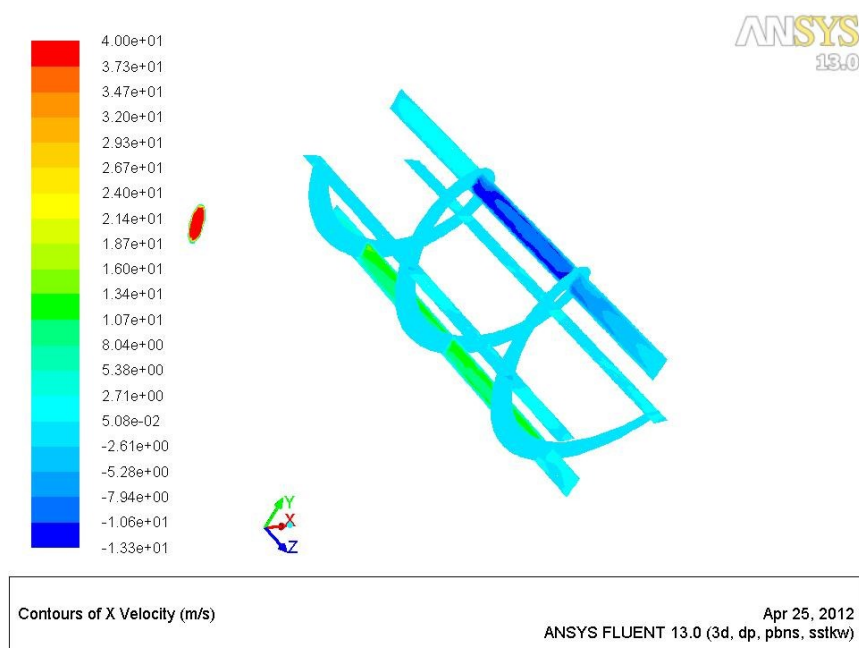


Obr. 3.11 – teplota stěny pláště

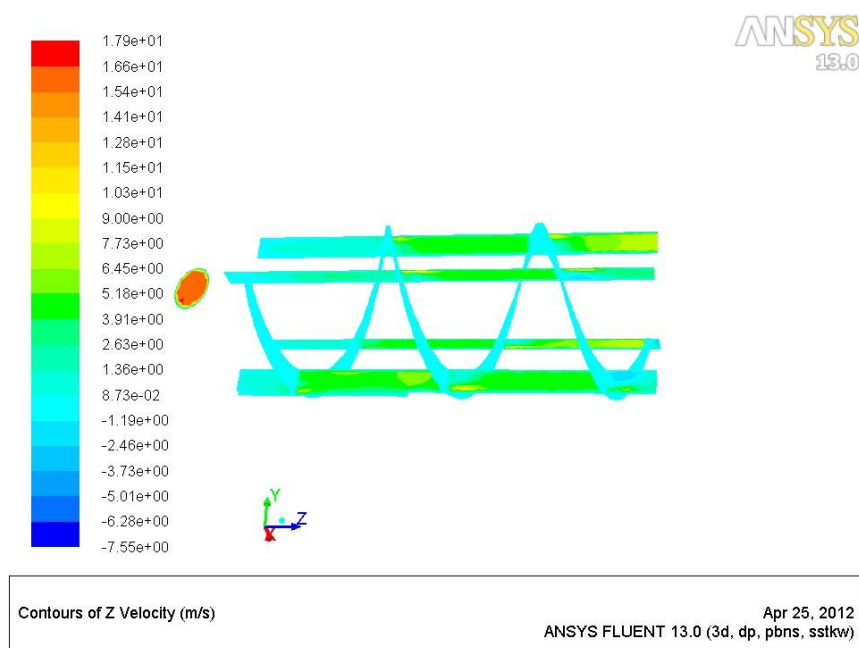
Obrázek kontur rychlostí v ose x 3.12 je schválně pootočen, aby byl zřejmý směr osy x. Spaliny se ve šroubovici dle numerických výpočtů šíří rychlostí přibližně 12 m/s, což odpovídá analytickému výpočtu. Rychlost spalin v podélném směru obr. 3.13 má ve

Návrh výpočtu nahřívací komory

šroubovici hodnotu 4 m/s a na výstupu zde dochází k nárůstu složky rychlosti v podélné ose na 6,5 m/s. Do slepého ramene pak spaliny proudí rychlostí 1,1 m/s.

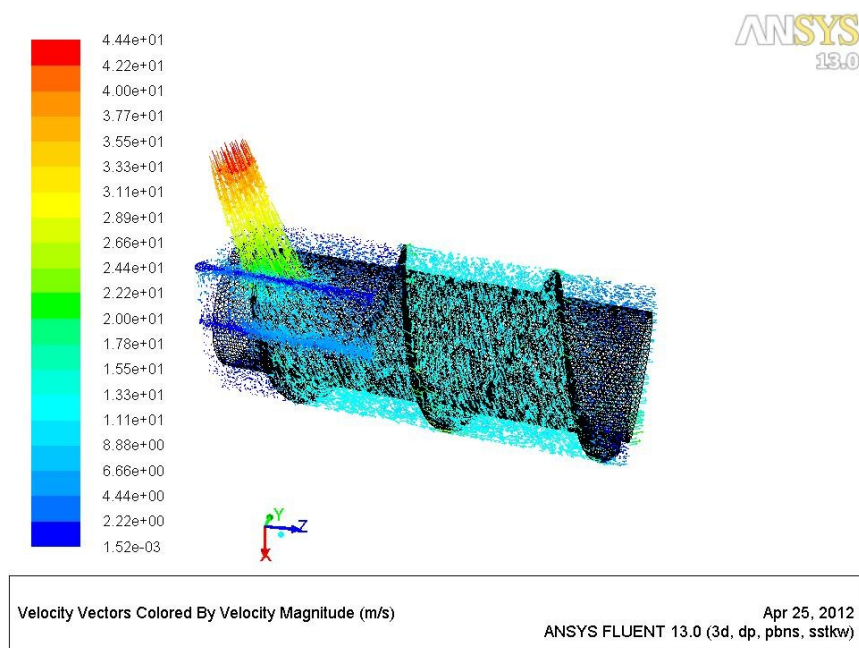


Obr. 3.12 – kontury rychlostí spalín v ose x



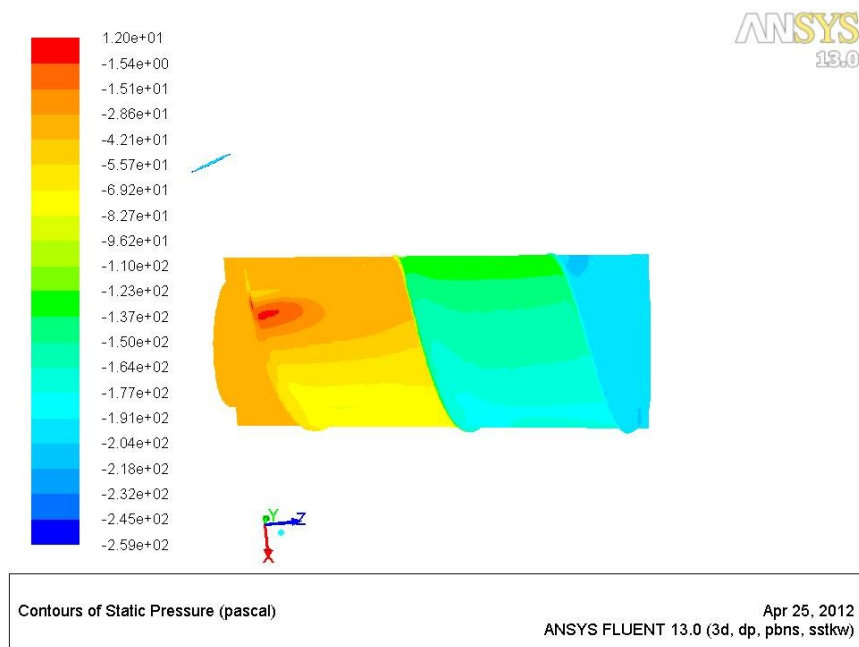
Obr. 3.13 – kontury rychlostí v ose z

Zobrazení velocity magnitude obr. 3.14 dává komplexní představu o proudění spalín v ohřívací komoře.



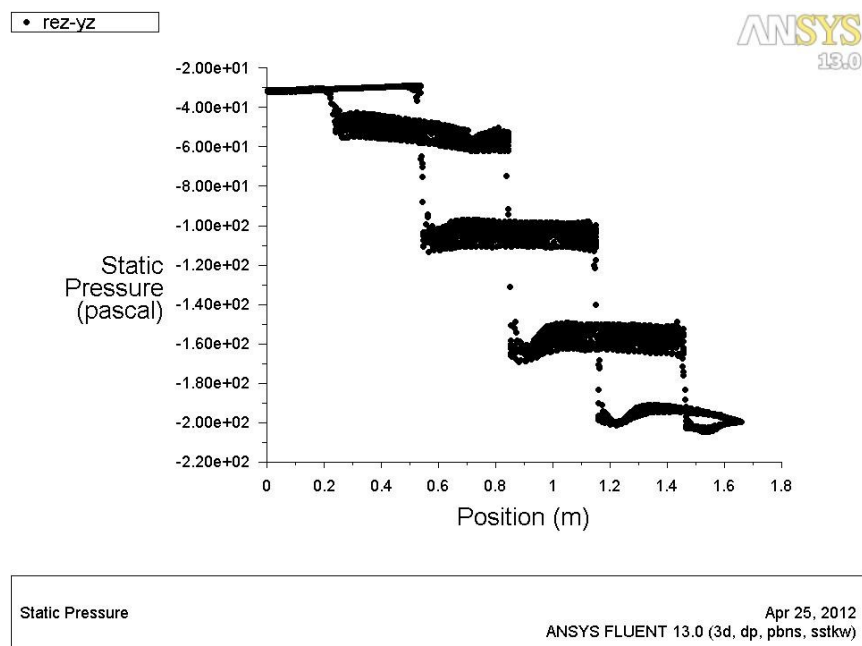
Obr. 3.14 – vektory velocity magnitude celého proudu spalin

Na obr. 3.15 je znázorněn průběh tlaku podél stěny retorty v ohřívací komoře, kdy tlak klesá ve směru proudu spalin a tento tlakový pokles je uskutečňován spalinovým ventilátorem. Na vstupu spalin do ohřívací komory je udržován mírný podtlak cca 15 Pa. Na obr. 3.16 a 3.17 jsou průběhy tlaku zobrazeny v grafech.

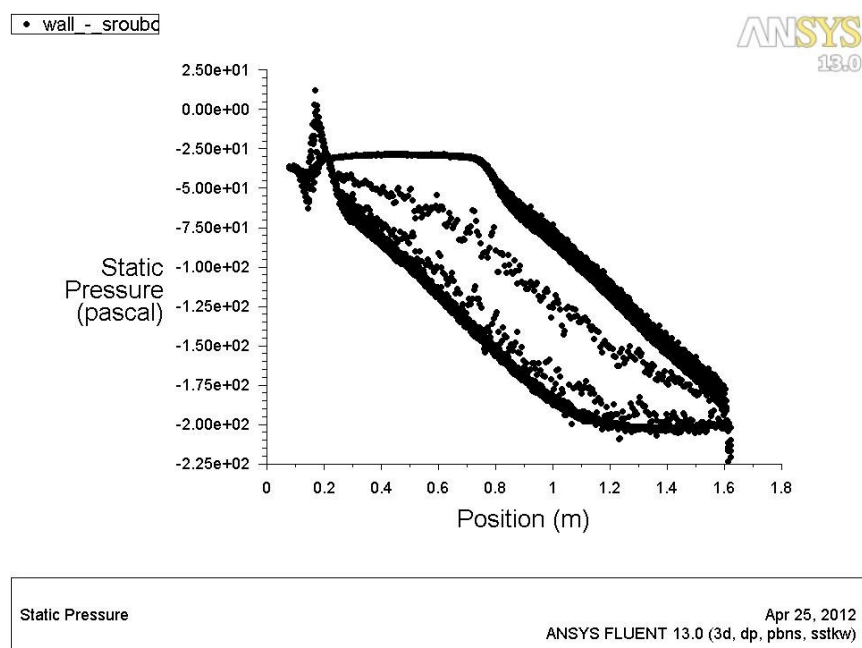


Obr. 3.15 – kontury statického tlaku

Návrh výpočtu nahřívací komory

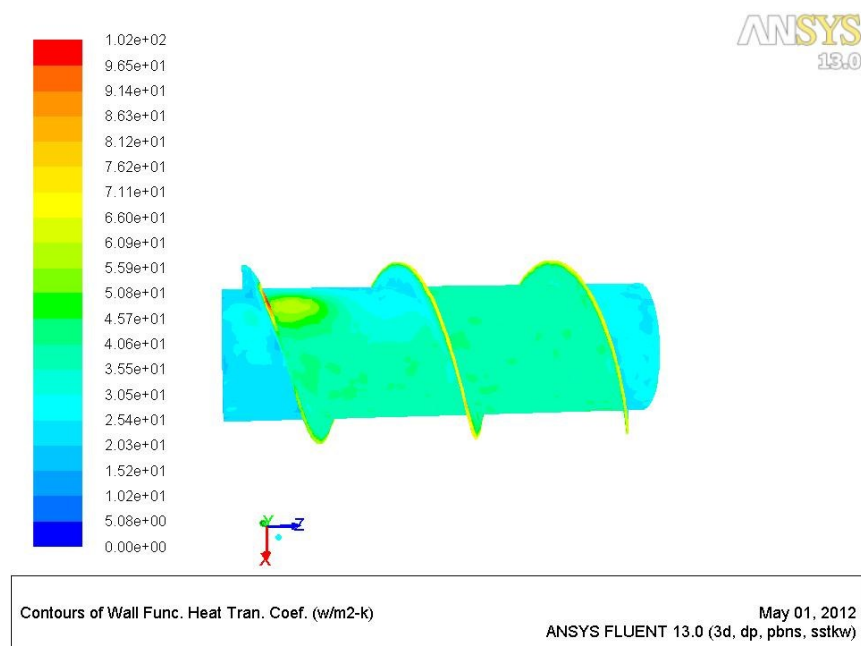


Obr. 3.16 – průběh tlaku v podélném řezu ohřívací komory



Obr. 3.17 – průběh tlaku podél stěny šroubovice

Z obrázku 3.18 je zřejmé, že součinitel přestupu tepla je v oblastech ovlivňovaných geometrií šroubovice asi dvakrát vyšší než mimo ně. Hodnoty součinitelů přestupu tepla určené analytickým výpočtem jsou obdobné jako hodnoty spočítané numerickou cestou.



Obr. 3.18 – kontury součinitele přestupu tepla stěny retorty

4 Kontrola materiálu a provedení komory

Pomocí numerického výpočtu jsem získal poměrně kvalitní model proudu spalín a získal jsem cenné informace o průběhu mnoha energetických a hydraulických veličin v ohřívací komoře pyrolýzní jednotky. Důležitými sledovanými parametry jsou teploty stěny retorty, šroubovice a pláště. Všechny tyto prvky budou vyrobeny z austenitické chromniklové oceli **17 255**. Tato ocel je žáruvzdorná a odolává teplotám do 1100°C. Podmínka této maximální teploty byla ověřena a splněna, protože maximální teplota stěn (obr. 3.10 a 3.11) dosahuje 896,9°C.

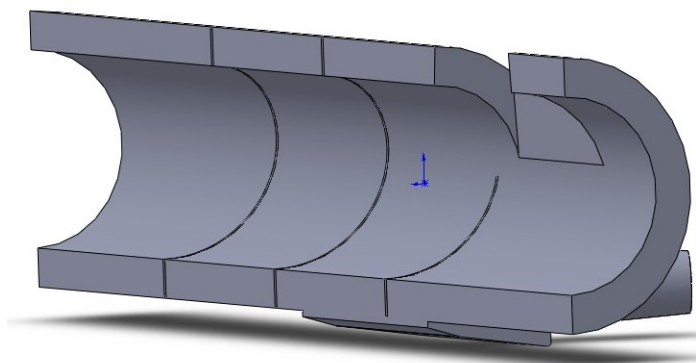
Z proudu spalín je zřejmé, že v oblastech s instalovanou šroubovicí dochází k větším přestupům tepla. Proto jsem se rozhodl zkoumaný model rozšířit a zpřesnit tak výsledky tohoto výpočtu v oblasti ve směru spalín za instalovanou šroubovicí. Další problémovou oblastí je oblast násypky. Ve zkráceném modelu zde vzniká velká teplotní diference, popsána výše viz obr. 3.10. Model tedy také rozšířím o oblast s násypkou, dojde tak k přesnějšímu výpočtu, jelikož při zadávání okrajových podmínek nebudu zadávat podmínku pro výstup spalín do slepého ramene. Model již totiž bude v této části uzavřen stěnou.

4.1 KONTROLA PROUDĚNÍ V ROZŠÍŘENÉM MODELU

Při řešení toho problému budeme postupovat obdobně jako ve třetí kapitole, dovolím si tedy popis postupu co nejvíce zjednodušit.

- MODEL PROUDĚNÍ SPALIN

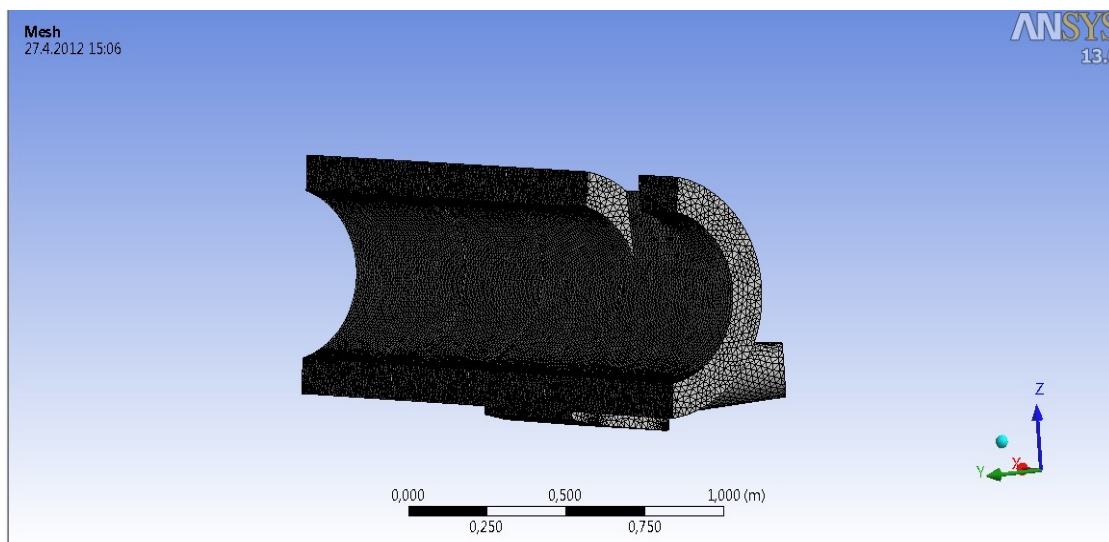
Nejprve je nutné provést úpravy na modelu ohřívací komory v programu Solid Works 2011. Ke stávajícímu modelu nahřívací komory jednoduše domodeluji slepé rameno s násypkou a část proudu spalín.



Obr. 4.1 – podélný řez 3D modelem proudu spalín s násypkou

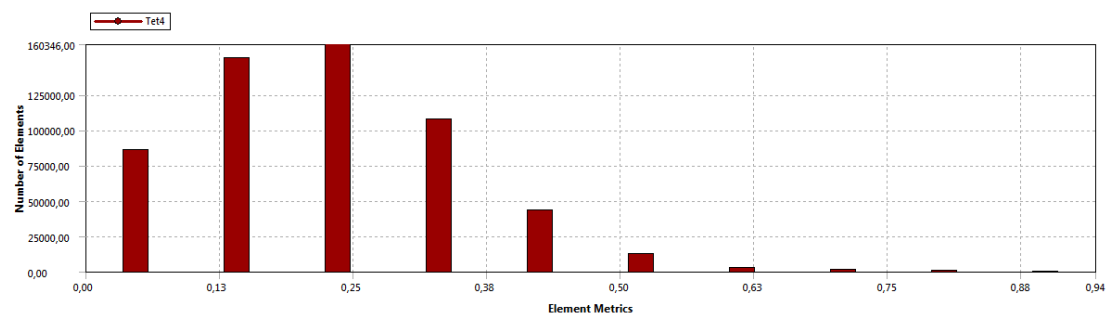
- SÍŤ

Pro tento model jsem vytvořil tetrahedrální síť Obr. 4.2. Vytvořená síť obsahuje 666147 elementů a 131695 uzlů a její kvalita je znázorněna grafy 4.1 a 4.2, ve kterých jsou vyneseny hodnoty skewness a orthogonal quality. Z grafů je zřejmé že síť dosahuje dobré kvality.

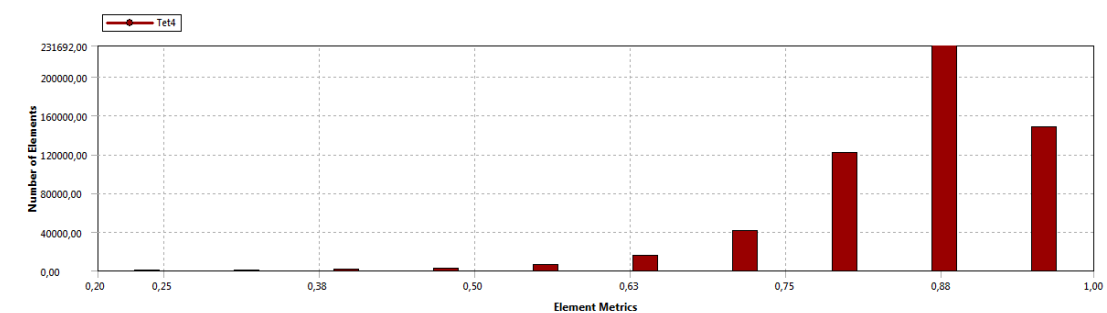


Obr. 4.2 vysítovaný model proudění spalín

Návrh výpočtu nahřívací komory



Graf 4.1 – závislost četnosti prvků na kvalitě pro funkci skewness



Graf 4.2 – závislost četnosti prvků na kvalitě pro funkci orthogonal quality

- OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jsou uvedeny v následující tabulce 4.2. Hodnoty okrajových podmínek jsou obdobné jako u předcházejícího modelu. Hodnota tepelného toku přes stěnu retorty je však nyní zadána parametricky, kdy se tato hodnota mění v závislosti na souřadnici osy z. Hodnoty tepelného toku pro jednotlivé úseky byly vypočítány pomocí analytického výpočtu, kdy jsem každý úsek rozdělil na tři části, pro které jsem určil tepelný tok. Výsledky výpočtů uvádím v tabulce 4.1.

	oblast násypky			nahřívací komora			dohřívací komora		
z [m]	-0,796	-0,398	0	0,1	0,8	1,6	1,7	1,93	2,16
- q [w/m ²]	4931	4792	4620	10740	10101	9432	6483	6121	5948

Tab. 4.1 – hodnoty hustoty tepelných toků

Návrh výpočtu nahřívací komory

ZÓNA	OKRAJOVÁ PODMÍNKY	HODNOTA
Vstup spalín (inlet spaliny)	Rychlost spalín [m/s]	43,3
	Teplota [K]	1173
Zadávané složení spalín:	H ₂ O [%]	18,91
(N ₂) – si fluent dopočítá sám	O ₂ [%]	2,44
	CO ₂ [%]	8,17
Výstup spalín (outlet pravy)	Podtlak [Pa]	210
	Teplota zpětného toku [K]	1100
Stěna vnější (wall vnější)	Tepelný tok [W/m ²]	0
Stěna retorty (wall vnitřní)	Tepelný tok [W/m ²]	q=f(z)

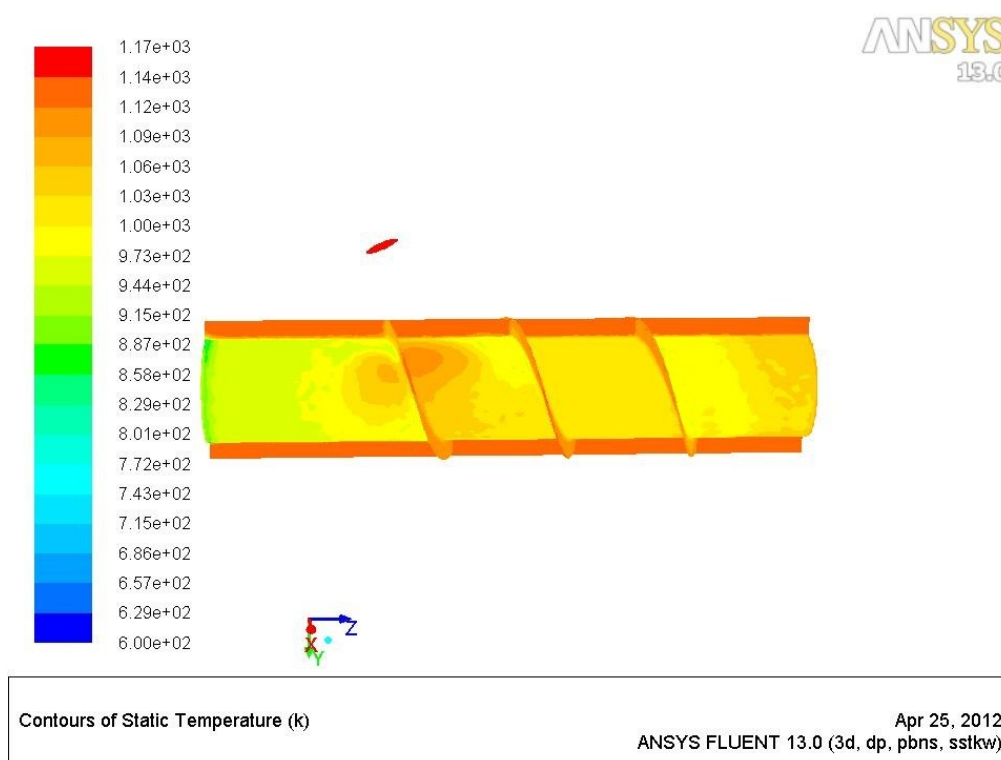
Tab. 4.2 – okrajové podmínky

- ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

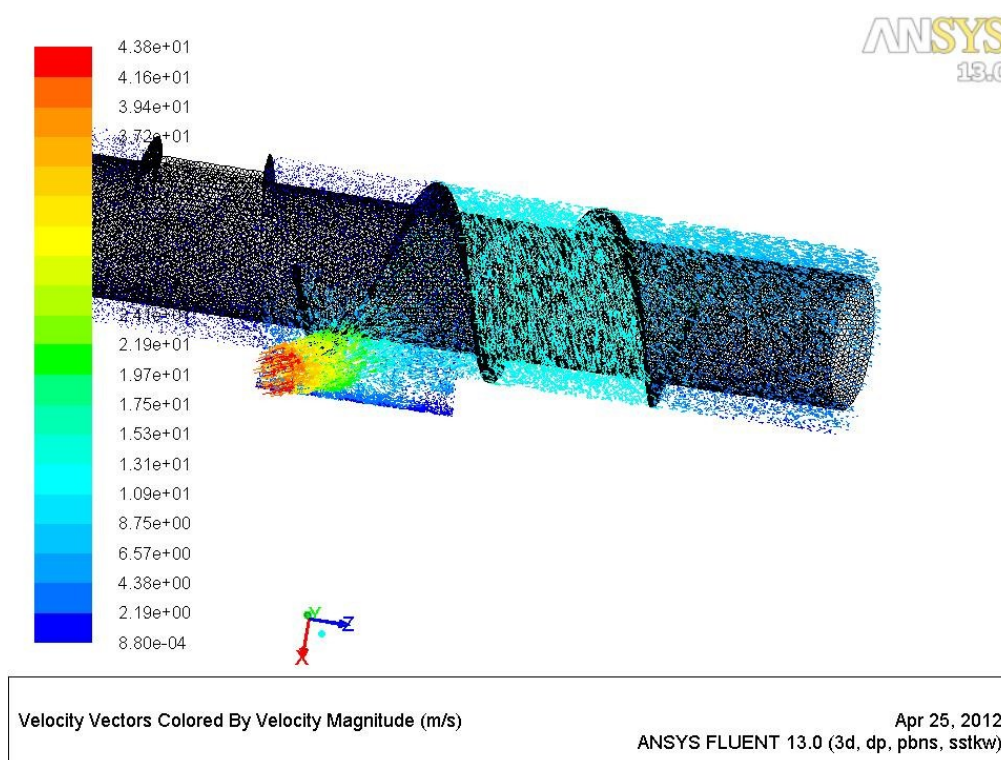
Díky rozšíření modelu a uzavření oblasti násypky jsem se tímto matematickým modelem více přiblížil reálnému stavu. Dalšího zpřesnění jsem docílil parametrickým zadáním tepelného toku do retorty. Z obrázku 4.3 je zřejmé, že mezi oblastí násypky a ohřívací komorou nebude docházet k tak velké teplotní diferenci jako u předchozího modelu. V ostatních ohledech jsou výsledky podobné jako u předchozího modelu proudění spalín. V části za instalovanou šroubovicí směrem k odtahu spaliny nemají tendenci pokračovat v rotaci kolem šroubovice, ale obtékají ji v podélném směru. Toto je viditelné na obrázku 4.4. Tento stav jsem předpokládal při výpočtu dohřívací komory (kap. 2.7) a usuzuji tedy, že postup tohoto výpočtu je správný.

Tepelný výkon ohřívací komory je dle numerických výpočtů **26,9 kW**, což je o 0,25 kW více oproti analytickému výpočtu. Díky těmto matematickým modelům jsem si potvrdil hypotézu z analytického výpočtu v tom, že je třeba provést úpravy geometrie proudu spalín tak, aby byl jejich potenciál co nejlépe využit. Úpravy budou provedeny v následující kapitole.

Návrh výpočtu nahřívací komory



Obr 4.3 – teplota spalin v podélném řezu a teplota stěny retorty, násypky a šroubovice



Obr 4.4 – vektory rychlosti spalin

5 Alternativní řešení

Jelikož navržený nahřívací prostor nedosahuje požadovaného tepelného výkonu pro ohřátí referenčního materiálu, je třeba v návrhu provést takové úpravy, aby bylo docíleno žádaných parametrů jednotky. Chybějící tepelný výkon je tedy 7,1 kW při sníženém hmotovém toku zpracovávaného materiálu. Chybějící tepelný výkon pro zadané parametry tepelného toku je tedy ve skutečnosti vyšší. Slabá místa navržených nahřívacích prostor jsou geometrie proudu spalin za nahřívací komorou a nízká teplota spalin. Nejprve se tedy zaměřím na tyto dva parametry.

5.1 Konstrukční úprava geometrie proudu spalin

Jak už bylo výše uvedeno, nahřívací prostor se skládá ze čtyř sekcí. V první sekci je instalována násypka a proud spalin minimálně zasahuje do této sekce. Tento prostor je tedy hlavně zahříván zářením, kondukcí v materiálu a samozřejmě do nějaké míry i spalinami. Proud spalin je od této sekce odkloněn záměrně, aby nedocházelo ke spékání materiálu v oblasti násypky. Neuvažuji tedy o zvyšování tepelného výkonu skrze tuto část. Nahřívací komora, do které ústí proud spalin z hořáku je vybavena šroubovicí, která usměrňuje tok spalin a zlepšuje tak hodnoty přestupu tepla. Zvyšuje tak účinnost zařízení na úkor větší tlakové ztráty. Ve zbylých dvou sekcích nejsou spaliny nijak usměrněny a dochází zde k poklesu rychlosti spalin. Proudění v této části zařízení je charakterizováno přechodovou oblastí mezi turbulentním a laminárním prouděním a výrazně se zde snižují hodnoty součinitele přestupu tepla a tím i celý výkon zařízení.

Navrhuji tedy přivážit další šroubovice k retortě do prostoru třetí a čtvrté sekce. Není možné instalovat jednu šroubovici po celé délce retorty. Retorta je podpírána ve dvou místech v tzv. kozlících, viz výkres sestavení příloha [A4]. A právě tyto podpěrné body brání v užití jedné dlouhé šroubovice. Proto musím umístit dvě přídavné šroubovice. Umístění šroubovic jsem volil takové, aby jimi využitá délka retorty byla co největší. Tento konstrukční návrh je zpracován v příloze A. Nevýhodou instalace šroubovic je nárůst tlakové ztráty zařízení, jelikož tlaková ztráta první šroubovice je cca 200 Pa. V dalších dvou sekcích tedy uvažuji s nárůstem tlakové ztráty o 400 Pa. Na tyto hodnoty pak musí být brán ohled při výběru vhodného spalinového ventilátoru. Tato úprava by jako samotná k navýšení tepelného výkonu nestačila, v dalším kroku se tedy budu věnovat možnosti navýšení teploty spalin.

5.2 Optimalizace teploty spalin

Hořák je nyní vybaven spalovací komorou z žáruvzdorné slitiny, která umožňuje dosažení teploty spalin 950°C. Tato teplota je však nedostačující. Protože se jedná o souproudé zařízení, je teplotní rozdíl mezi spalinami a zpracovávaným materiálem na jeho konci nízký a nedochází tak k výraznému tepelnému toku do referenčního materiálu. Proto navrhuji hořák vybavit spalovací komorou z karbidu křemíku. Tuto spalovací komoru je možno instalovat na stávající hořák, jelikož je dodávána výrobcem těchto hořáků. S touto úpravou by byl hořák schopen produkovat spaliny o teplotě 1200°C. Tato teplota je však s ohledem na materiál pyrolýzního zařízení příliš vysoká. Proto volím nastavení hořáku na produkci spalin o teplotě 1100°C.

5.3 Kontrolní výpočet optimalizačních zásahů

Jelikož je nyní geometrie proudu spalin v celé délce stejná, až na krátké úseky mezi šroubovicemi, provedu zkrácený kontrolní výpočet pro celou jednotku. Určující teplotou je střední teplota spalin (996°C). Výpočet provedu obdobně jako kapitole 2.

termodynamické vlastnosti spalin

	cp $[kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$	ρ $[kg \cdot m^{-3}]$	Pr [–]	λ $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$\eta \cdot 10^5$ $[Pa \cdot s]$
CO_2	2,236	0,42	0,7162	0,08787	4,864
N_2	1,398	0,267	0,7573	0,07799	4,86
O_2	1,482	0,305	0,7393	0,0864	5,752
H_2O	1,716	0,172	0,8665	0,1363	4,766
Spaliny	1,529	0,263	0,7741	0,09003	4,864

Tab. 5.1 – termodynamické veličiny spalin pro alternativní řešení.

teploty spalin

Předpokládám, že optimalizační úpravy povedou k dostatečnému navýšení příkonu, předaného ohřívací komorou do referenčního materiálu. Budu tedy nyní ve výpočtech pokračovat s požadovaným hmotovým příkonem materiálu 250 kg/h. K jeho nahřátí na teplotu 700°C je dle vzorce (2.13) zapotřebí 65,2 kW tepelného příkonu.

Návrh výpočtu nahřívací komory

$$t_{SP,OUT} = t_{SP,IN} - \frac{Q_{PYR}}{(\dot{V}_{SP,N} \cdot cp_{SP,STŘ})} \quad t_{SP,OUT} = 891,9 [^{\circ}C] \quad (5.1)$$

$t_{SP,IN} = 1100 [^{\circ}C]$ - vstupní teplota spalín

$$t_{SP,STŘ} = \frac{t_{SP,IN} + t_{SP,OUT}}{2} \quad t_{SP,STŘ} = 996 [^{\circ}C] \quad (5.2)$$

rychlost proudění spalín

$$w_{SP} = \frac{\dot{V}_S}{S_{SP}} \quad w_{SP} = 12,51 [m/s] \quad (5.3)$$

Kde:

$S_{SP} = 0,0761 [m^2]$ - průtočná plocha pro spaliny dle (2.25)

objemový tok spalín za reálných podmínek

$$\dot{V}_{SP} = \dot{V}_{SP,N} \cdot \frac{t_{SP,STŘ} + T_N}{T_N} \quad \dot{V}_{SP} = 0,953 [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (5.4)$$

Reynoldsovo kritérium

$$Re_{SP} = \frac{w_{SP} \cdot d_h}{\nu_{SP,STŘ}} \quad Re_{SP} = 11962 [-] \quad (5.5)$$

Kde:

$d_h = 0,1768 [m]$ - hydraulický průměr dle (2.28)

kinematická viskozita spalín

$$\nu_{SP} = \frac{\eta_{SP}}{\rho_{SP}} \quad \nu_{SP} = 18,49 \cdot 10^{-5} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (5.6)$$

Nuseltovo kritérium

$$Nu_{SP} = 0,021 \cdot Re_{SP}^{0,8} \cdot Pr_{SP,STŘ}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad Nu_{SP} = 79,9 [-] \quad (5.7)$$

Kdy:

$\varepsilon_R = 2,042 [-]$ - opravný součinitel pro oblouky dle (2.33)

$\varepsilon_L = 2,042 [-]$ - opravný součinitel pro krátké kanály dle [6]

teplotní součinitel pro plyny

$$\varepsilon_t = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{t_{S,Pr}}{t_{SP,STŘ}} \quad \varepsilon_t = 1,063 [-] \quad (5.8)$$

předběžná teplota stěny retorty na straně spalín, kdy po předchozích zkušenostech snižují hodnotu této teploty o $90^{\circ}C$

Návrh výpočtu nahřívací komory

$$t_{S,Př} = \left\langle \left[\left(\frac{t_{SP,STR} + t_{HU,STR}}{2} \right) + t_{SP,STR} \right] / 2 \right\rangle - 90 \quad (5.9)$$

$$t_{S,Př} = 763,25 [^{\circ}C]$$

součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{SP,OK} = \frac{Nu_{SP} \cdot \lambda_{SP,STR}}{d_h} \quad \alpha_{SP,OK} = 40,69 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (5.10)$$

střední logaritmický teplotní rozdíl (soudržný)

$$\Delta t_{LOG,OK} = \frac{(t_{SP,IN} - t_{HU,IN}) - (t_{SP,OUT} - t_{HU,OUT})}{\ln \frac{(t_{SP,IN} - t_{HU,IN})}{(t_{SP,OUT} - t_{HU,OUT})}} \quad \Delta t_{LOG,OK} = 473,1 [^{\circ}C] \quad (5.11)$$

určení součinitel přestupu tepla sáláním:

ekvivalentní délka zářivého paprsku (2.40)

$$l_{EKV} = 3,4 \left(\frac{V_{SAL,DK}}{S_{SAL,DK}} \right) \quad l_{EKV} = 0,401 [m] \quad (5.12)$$

emisivita spalin [6]

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,07 [-]$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,09 [-]$$

$$\beta = 1,1 [-]$$

$$\varepsilon_{SP} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} \cdot \beta \quad \varepsilon_{SP} = 0,169 [-] \quad (5.13)$$

součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{SAL} = 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_{RET} + 1}{2} \cdot \varepsilon_{SP} \cdot T_{SP,STR}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{S,Př}}{T_{SP,STR}} \right)^{0,36}}{1 - \left(\frac{T_{S,Př}}{T_{SP,STR}} \right)} \quad (5.14)$$

$$\alpha_{SAL} = 5,42 [W \cdot m^{-2} K^{-1}]$$

kde:

$$\varepsilon_{RET} = 0,44 [-] \text{ - emisivita materiálu retorty odečtena z [3]}$$

Návrh výpočtu nahřívací komory

součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{(\alpha_{SAL} + \alpha_{SP}) \cdot d_{R,2}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{RET}} \cdot \ln \left(\frac{d_{R,2}}{d_{R,1}} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{HU}} \cdot \ln \left(\frac{d_{R,1}}{d_{SD}} \right) \right)} \quad (5.15)$$

$$k = 28,3 [W \cdot m^{-2} K^{-1}]$$

hustota tepelného toku

$$q = k \cdot \Delta t_{LOG} \quad q_{PR} = 13390 [W / m] \quad (5.16)$$

kontrola teploty stěny retorty na straně spalin

$$t_S = t_{SP,STR} - \frac{q}{\pi} \left(\frac{1}{(\alpha_{SP} + \alpha_{SAL}) \cdot d_{R,2}} \right) \quad t_{S,PR,OK} = 814 [^{\circ}C] \quad (5.17)$$

Hodnota teploty stěny retorty se od předběžného odhadu liší o 50°C. Je tedy nutný přepočítání veličin na této teplotě závislých. Výsledky přepočtu jsou uvedeny v tabulce 5.2. Rozdíl mezi výsledky je zanedbatelný a tyto hodnoty považují za konečné.

α_{SAL} [W · m ⁻² · K ⁻¹]	k [W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	q [W · m ⁻¹]	t_S [°C]
5,35	28,2	13387	813,5

Tab. 5.2

tepelný výkon nahřívacích prostor

$$\dot{Q}_1 = q \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \quad Q_1 = 70,1 [kW] \quad (5.18)$$

Kde:

$l_1 = 1,542 [m]$ - délka první sekce se šroubovicí

$l_2 = 1,849 [m]$ - délka druhé sekce se šroubovicí

$l_3 = 1,849 [m]$ - délka třetí sekce se šroubovicí

K tomuto výkonu je také nutné připočítat výkon předaný v místech bez šroubovice. Hodnota hustoty tepelného toku je převzata z výpočtu dohřívací komory kapitola 2.7 tabulka 2.5, protože jsou tyto části umístěny právě v místě počítané dohřívací komory. První úsek přechodové oblasti mezi šroubovicemi je na začátku dohřívací komory, druhá je uprostřed a třetí na konci. Proto mohu využít právě průměrnou hodnotu tepelného toku z kapitoly 2.7.

$$\dot{Q}_2 = q_{DK} \cdot l_4 \qquad \dot{Q}_1 = 3,37[kW] \qquad (5.19)$$

Kde:

$l_4 = 0,781[m]$ - délka přechodových oblastí

$\dot{q}_{DK} = 4313[W \cdot m^{-1}]$ - průměrná hustota tepelného toku pro přechodové oblasti

celkový tepelný výkon nahřívacích prostor pak bude

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \qquad \dot{Q} = 73,47[kW] \qquad (5.20)$$

5.4 Zhodnocení optimalizačních úprav

Tepelný výkon předaný ze spalin do ohříváního materiálu v sekcích s instalovanou šroubovicí je 73,47 kW. Optimalizační úpravy tedy vedly k navýšení tepelného výkonu nahřívacího prostoru o celých 28,37 kW. Tepelný výkon při aplikaci těchto úprav je dokonce vyšší než výkon požadovaný (65,2 kW). K nahřátí referenčního materiálu tak dojde již ve dvou třetinách délky retorty. Toto je pro pyrolýzní proces výhodné, jelikož se tak prodlouží úsek jednotky, ve kterém bude docházet k výrazné tvorbě pyrolýzního plynu. Teplota spalin na výstupu bude ve skutečnosti nižší než teplota vypočtená v tepelné bilanci dle vzorce (5.2).

$$t_{SP,OUT} = t_{SP,IN} - \frac{\dot{Q}}{(\dot{V}_{SP,N} \cdot cp_{SP,STR})} \qquad t_{SP,OUT} = 866[^\circ C] \qquad (5.19)$$

Pyrolýzní zařízení po aplikaci výše uvedených úprav bude splňovat provozní požadavky. Navržené úpravy jsou jednoduše realizovatelné. A proto bych je doporučil využít při konstrukci zařízení. Aby zařízení fungovalo správně, je třeba navýšit výkon spalinového ventilátoru, jelikož vzroste tlaková ztráta jednotky vlivem instalovaných šroubovic. Navržený materiál pláště zvýšení teploty spalin vydrží, jelikož je vyroben z nerezové žáruvzdorné oceli odolávající teplotám až 1100°C. Vstupní kanál spalin bude teplotně namáhán nejvíce, proto by bylo vhodné jej z vnitřní strany izolovat, protože by nevhodným nastavením hořáku mohlo dojít k překročení teploty spalin nad 1100°C. Pro optimalizační úpravy je zpracována výkresová dokumentace viz [A].

6 Návrh možnosti chlazení spalin z nahřívací komory

Tato část práce se zabývá návrhem vhodného chladicího zařízení, které by využilo energii ve spalinách, např. na ohřev teplé užitkové vody (TUV), vytápění budovy a sušení odpadu před jeho pyrolýzou. Spaliny o teplotě 866 °C o množství 738 m³_N/h v sobě skrývají dostatek energie a byla by škoda ji nevyužít. Vhodným řešením tohoto problému by tedy mohlo být ohřátí teplé užitkové vody a vody pro vytápění pomocí trubkových tepelných výměníků. Ve výměnících spaliny ochladím na takovou teplotu, aby mohly být využity ve vhodném sušícím zařízení. Maximální teplotu spalin pro sušení odpadu uvažuji 300°C.

6.1 Tepelné výměníky

Výměník tepla je zařízení, které umožňuje výměnu tepla mezi dvěma tekutinami o nestejně teplotě. Výměníky mohou být směšovací, jako například chladicí věž. Dalším typem jsou výměníky povrchové. Povrchové výměníky se dále dělí na regenerativní, ve kterých teplejší a chladnější tekutina střídavě omývají teplosměnný povrch, jsou to například ohříváky vzduchu v elektrárnách. Dalším typem povrchových výměníků jsou výměníky rekuperativní, ve kterých jsou obě proudící tekutiny odděleny pevnou stěnou a tepelné trubice, kde přenos tepla je uskutečňován při fázových změnách. Nejvhodnějším typem výměníku pro zadání této práce je rekuperativní trubkový výměník, a proto se dále budu zabývat hlavně tímto typem. [6]

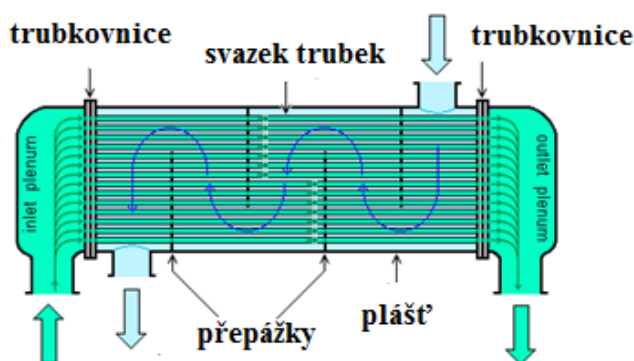
6.2 Trubkové výměníky

Kapitola vychází z [1]

Základními částmi trubkového výměníku je svazek trubek umístěný v plášti. Otvory pro vstup a výstup ohřívané i ohřívající látky jsou umístěny v plášti. Jedna z látek je vedena uvnitř trubek a druhá protéká mezitrubkovým prostorem. Teplo je zde tedy předáváno přes stěny trubek. Trubkový svazek se skládá z vlastních trubek, trubkovic a soustavou vestaveb usměrňujících tok teplonosné látky v mezitrubkovém prostoru. Materiály trubek mohou být různé, pro topenářské účely se zpravidla jedná o nerezovou ocel, měď nebo mosaz. Podle polohy pláště rozeznáváme výměníky svislé a vodorovné. Dále je můžeme dělit na rozebíratelné a nerozebíratelné. Výhodou rozebíratelných výměníků je možnost čištění trubek po demontáži pláště a to jak vnitřního povrchu, tak i povrchu vnějšího. Čištění vnějšího povrchu však bývá vždy problematické. Nerozebíratelné výměníky jsou lehčí a levnější.

Výměník s rovnými trubkami:

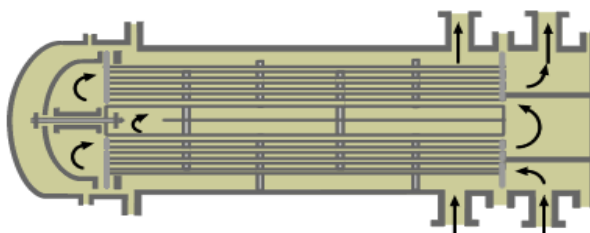
U výměníku s rovnými trubkami a pevnými trubkovnicemi jsou trubky zaválcovány do dvou trubkovnic, přivařených k plášti výměníku. Trubkovnice zároveň tvoří přírubu k upevnění hlav výměníku. Přes hlavy do trubek výměníku vstupuje a vystupuje teplotonosná látka. Druhá teplotonosná látka vstupuje a vystupuje otvory v plášti do mezitrubkového prostoru výměníku. Jedná se o jednoduchý výměník a jednotlivé chody je možné spojovat do sekcí a vytvářet tak vícenásobné výměníky.



Obr. 6.1 – trubkový výměník s rovnými trubkami

Výměník s rovnými trubkami a plovoucí hlavou:

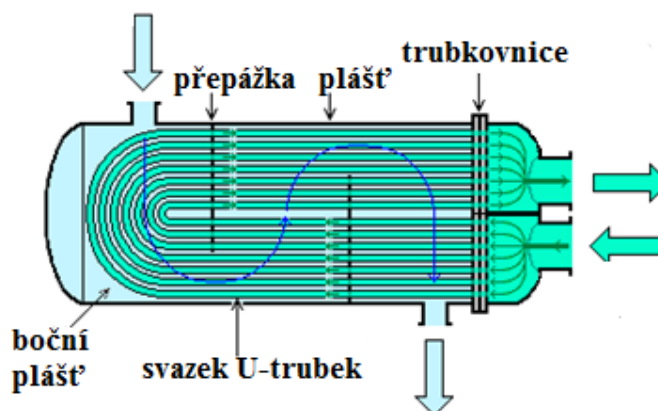
Dalším typem výměníku s rovnými trubkami je výměník s plovoucí hlavou. Rovné trubky jsou rovněž zaválcovány do trubkovnic. K jedné z trubkovnic je připevněna plovoucí hlava, která slouží k otočení proudu teplotonosné látky o 180°. K druhé trubkovnici je připevněna hlava, sloužící ke vstupu a výstupu teplotonosné látky. V hlavě mohou být umístěny oddělovací příčky, které umožňují řešit výměník jako dvouchodý nebo i vícechodý. U dvouchodého výměníku příčka v hlavě zajistí vstup teplotonosné látky do jedné poloviny trubek k plovoucí hlavě, která otočí proud teplotonosné látky o 180° a pošle ji přes druhou polovinu trubek k výstupu z výměníku. Druhá teplotonosná látka vstupuje a vystupuje z mezitrubkového prostoru otvory v plášti výměníku.



Obr. 6.2 – trubkový výměník s rovnými trubkami a plovoucí hlavou

Výměník s vlásenkovými trubkami:

Trubky ve tvaru písmene U (vlásenky) jsou zaválcovány do jedné trubkovnice. Trubky s trubkovnicí jsou zasunuty do pláště výměníku. Hlava je připevněna pomocí příruby k plášti výměníku a slouží ke vstupu a výstupu teplotnosné látky. Hlava je rozdělena oddělovací příčkou, jedná se tedy o výměníky dvouchodé. Teplotnosná látka vstupuje do hlavy výměníku, kde příčka zajistí vchod do jednoho konce trubek, látka se po projití trubkami vrací na druhou stranu příčky v hlavě a opouští výměník. Druhá teplotnosná látka vstupuje a vystupuje otvory v plášti výměníku do mezitrubkového prostoru.



Obr. 6.3 – trubkový výměník s U-trubkami

Výměník se šroubovitě vinutými trubkami:

Jedná se o moderní typ výměníku, u kterého jsou trubky vinuty do šroubovice. Trubky bývají menšího průměru, což vede lepšímu přestupu tepla. Šroubovicový tvar zvyšuje turbulenci proudění a to jak uvnitř trubky, tak hlavně v mezitrubkovém prostoru.

6.2.1 Požadavky na výměník

Jsou to:

- co nejmenší rozměry, hmotnost a cena výměníku,
- co nejmenší tlakové ztráty (čerpací práce),
- co nejvyšší spolehlivost v provozu.

První dva požadavky se týkají návrhu, případně výběru vhodného výměníku tepla. Vzhledem k tomu, že tyto požadavky jsou protichůdné, je konečné řešení vždy kompromis mezi body 1 a 2. Výběr z více řešení posuzovaných z tohoto pohledu pak představuje optimální návrhovou variantu. Maximální provozní spolehlivost je již podchycena v konstrukčním řešení a výrobě výměníku. Velký podíl na ni má však kvalita a správná

četnost prováděné údržby. Spolehlivost výměníků tepla je dána především minimální poruchovostí a dobrou opravitelností výměníku.[1]

6.3 Návrh chladicího systému pro využití odpadního tepla spalin

Toto chladicí zařízení bude pracovat za dosti vysokých teplot zchlazovaných spalin. Z toho důvodu je možné použít jen některé typy tepelných výměníků. Jsou to trubkové výměníky s plovoucí hlavou, s U-trubkami, s šroubovitě vinutými trubkami. Ostatní typy výměníků jsou nevhodné kvůli nepříznivým vlivům tepelné dilatace při takto vysokých teplotách.

Pro tento problém tedy navrhuji spaliny chladit ve výměnících s rovnými trubkami a plovoucí hlavou. Bude se jednat o žárotrubný výměník, aby bylo zamezeno vzniku velkých tepelných ztrát skrze plášť výměníku. Odpadá zde tedy nutnost žáruvzdorné tepelné izolace pláště výměníku. Do hlavy výměníku však budou proudit spaliny o vysoké teplotě, je tedy nutné žáruvzdorně izolovat plášť hlavy tak, aby zde nedocházelo k větším tepelným únikům a teplota povrchu pláště hlavy výměníku nepřesáhla 80°C. Je také nutné izolovat přepážku v hlavě výměníku, oddělující vstupující a vystupující spaliny, aby nedocházelo k jejich vzájemnému tepelnému ovlivňování. Jako chladicí médium zde bude využita voda, která bude proudit kolmo na svazek trubek a bude následně použita pro ohřev TUV a vytápění objektu ve kterém se zařízení nachází.

Z důvodů nekonstantní produkce plynu pyrolýzní jednotkou navrhuji chladicí systém uspořádat do dvou paralelně zapojených chladicích větví, kdy při snížené produkci spalin bude možno chladit pouze v jedné větvi. Jednotlivé větve se pak budou skládat ze dvou do série zapojených tepelných výměníků z důvodu velké teplotní difference ochlazovaných spalin.

Do prvního výměníku ($T.V.1 = T.V.3$) budou proudit spaliny o teplotě 860°C a ochladí se na teplotu 500°C. Pro dosažení lepších tepelných toků bude proudění vody mezi trubkami usměrňováno sadou přepážek. Tyto přepážky mají rozteč 200 mm a jsou z nerezové oceli stejně jako plášť výměníku. Trubky výměníku jsou uspořádány střídavě, viz obr. 7.5. Trubkami proudí spaliny jako topné médium. Trubky jsou z nerezové oceli, kdy není zapotřebí tak velké odolnosti proti žáru, jelikož jsou dostatečně ochlazovány vodou.

V druhém výměníku ($T.V.2 = T.V.4$) se plyn ochladí z teploty 500°C na požadovaných 300°C.

Plášť výměníku bude nerozebíratelné svařované konstrukce, protože nepředpokládám zanášení mezitrubkového prostoru nečistotami z chladicí vody. Bude však umožněna demontáž hlavy výměníku tak, aby byla zpřístupněna trubkovnice pro její případné vyčištění. I v tomto případě však nepředpokládám výraznější zanášení trubek nečistotami ze spalín, jelikož se jedná o spaliny po spálení zemního plynu a ty jsou relativně čisté.

Na obrázku 7.4 je znázorněno schéma zapojení chladicího okruhu. Popíše tedy jednotlivé okruhy a zařízení do nich zapojena.

- cesta spalín na obrázku znázorněna červeně

Cesta spalín je složena z dvou paralelně zapojených větví, kdy každá větev se skládá z dvou do série zapojených tepelných výměníků (T.V.1, T.V.2, T.V.3, T.V.4). Při plném výkonu pyrolýzního zařízení spaliny rovnoměrně proudí skrze všechny výměníky. Při snížené produkci spalín se výkon tepelných výměníků reguluje oběhovými čerpadly. Jestliže produkce spalín klesne pod 50%, bude k chlazení využita pouze jedna větev. Při poklesu produkce spalín pod 25% je možno tyto spaliny chladit pouze v jednom tepelném výměníku a to T.V.1. V případě poruchy chladicího zařízení je toto zařízení chráněno nouzovým odvodem spalín přímo do komína.

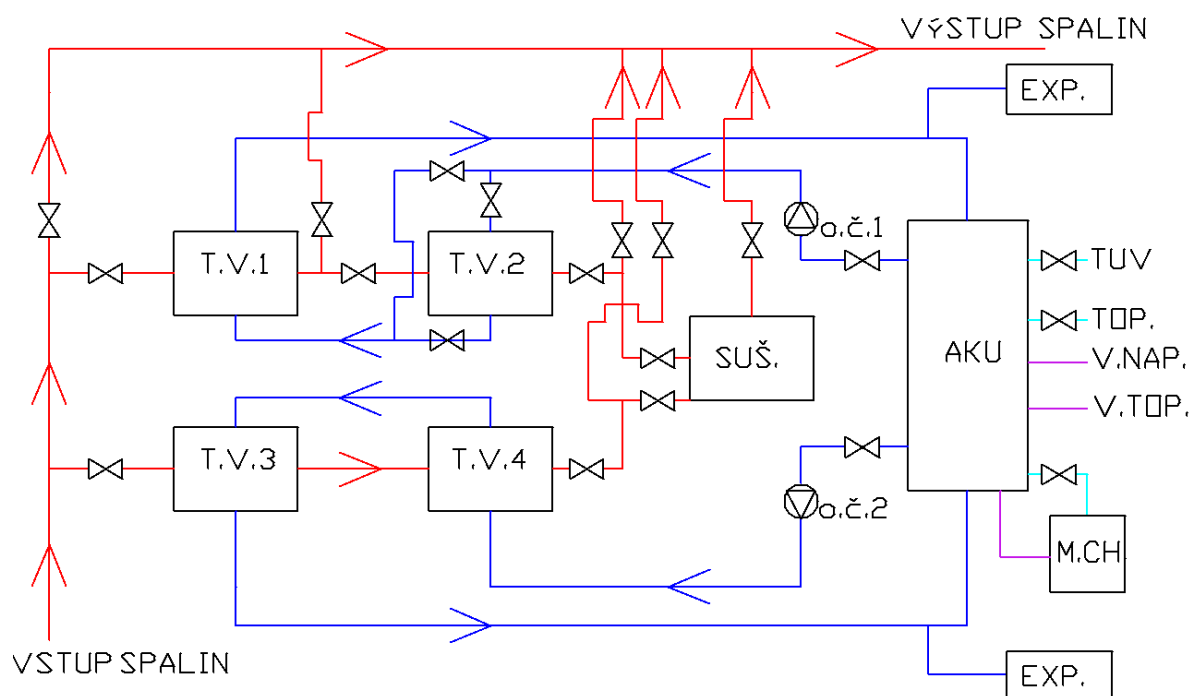
Za tepelnými výměníky je umístěna sušárna (SUŠ.). Sušeným materiálem budou vlhké materiály určené pro pyrolýzu. Sušení materiálu se využívá hlavně z důvodu jejich snadnější dopravy ze zásobníku do pyrolýzní komory. Vlhké materiály, zejména odpadní kaly, mají tendenci tvořit klenby v zásobníku a tím pádem by mohla být přerušena dodávka materiálu do pyrolýzní komory. Tímto zařízením se také sníží energetická náročnost pro ohřev těchto materiálu při jejich pyrolýze. Firma TENZA, a.s. se zabývá projekcí těchto atypických sušáren, kdy je pro sušení možno využít právě spalín ze spalovacího procesu. Požadovaná teplota spalín pro tuto sušárnu je max. 300°C. Spaliny zde předají teplo přes tepelný výměník do vzduchu, který je následně využit pro sušení materiálu. Návrh sušárny je značně problematický a není součástí zadání této práce. Proto se jím již dále nezabývám.

- cesta vody znázorněna modře

Tento okruh se skládá ze dvou paralelních větví. Voda je zde využita pro chlazení spalín v tepelných výměnících (T.V.1, T.V.2, T.V.3, T.V.4). Voda vstupuje do výměníků s teplotou 60°C a ohřeje se na teplotu 75°C a její průtočné množství je 4,3 m³/h při maximálním průtoku spalín přes výměníky. Jsou zde instalována dvě oběhová čerpadla (O.Č.1 a O.Č.2), která zajistí dostatečný průtok vody přes tepelné výměníky. Soustava je doplněna expanzními nádržemi pro udržení konstantního tlaku. Dalším důležitým prvkem soustavy je akumulární nádrž. V ní ohřátá voda spalínami předá své teplo přes tepelný

výměník potřeby TUV a vody topné, kdy topná soustava má teplotní spád 55°C/45°C. Soustava je dále doplněna mikrochladičem (M.CH.). Při snížených požadavcích na teplou vodu především v letních měsících je nutné vodu z akumulční nádrže chladit. Pro tento účel jsem vybral mikrochladič firmy REKO Praha, a.s. typ MACH 20. Tento chladič je schopen ochladit vodu o průtočném množství 2-20 m³/h o maximální teplotě 65°C, až na teplotu 35°C.

Tepelný je proveden pouze pro tepelné výměníky. Pro sušárnu a akumulční nádrž provedu pouze bilanční výpočty v následující kapitole.



Obr. 7.4 – schéma zapojení chladicího systému

6.3.1 Výpočet tepelných výměníků

Veškeré výpočty jsou provedeny pomocí programu Microsoft Excel. Termodynamické veličiny jsou odečteny z programu ESS a lit. [3]. Výpočty budou provedeny jen pro tepelný výměník T.V.1 a výsledky srovnány v tab. 5.

Návrh výpočtu nahřívací komory

- **zadané a zvolené veličiny:**

	značka	T.V.1	T.V.2	jednotka
vstupní teplota spalin	$t_{SP,IN}$	860	490	[°C]
výstupní teplota spalin	$t_{SP,OUT}$	490	300	[°C]
střední teplota spalin	$t_{SP,STŘ}$	675	395	[°C]
vstupní teplota vody	$t_{W,IN}$	65	60	[°C]
výstupní teplota vody	$t_{W,OUT}$	75	65	[°C]
množství plynu	$V_{SP,N}$	369	369	[m ³ _N .h ⁻¹]
množství plynu za reálných podmínek	V_{SP}	1293,6	911,6	[m ³ .h ⁻¹]
vnější průměr trubky chladiče	d_2	57	57	[mm]
tloušťka stěny trubky chladiče	t_v	3	3	[mm]
počet trubek v jednom chodu chladiče	n	33	33	[-]
počet řad trubek	z	12	12	[-]
rozteč přepážek chladiče	r	200	200	[mm]
mezera mezi trubkami a pláštěm	x_1	21,5	21,5	[mm]
mezera mezi trubkami	x_2	7	7	[mm]
přímá rozteč	s_1	64	64	[mm]
podélná rozteč	s_2	58	58	[mm]
úhlopříčná rozteč	s_u	66,8	66,8	[mm]

tab. 6.1 – zadané a zvolené hodnoty pro výpočet tepelných výměníků

- **Výpočet potřebných veličin:**

průtočná plocha pro vodu

$$S_W = 2 \cdot r \cdot x_1 + 5 \cdot r \cdot x_2 \qquad S_W = 0,0156 [m^2] \qquad (6.1)$$

průtočná plocha pro spaliny

$$S_{SP} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n \qquad S_W = 0,0674 [m^2] \qquad (6.2)$$

- **Určení termodynamických veličin:**

Výpočty viz kapitola 3.3, výsledky pro tepelné výměníky jsou uvedeny v tab. 7.2. Určující teplota pro všechny následné výpočty je střední teplota média.

	t_{STR} [°C]	cp [kJ · m ⁻³ · K ⁻¹]	ρ [kg · m ⁻³]	$\nu \cdot 10^4$ [m ² · s ⁻¹]	λ [W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	$\eta \cdot 10^5$ [Pa · s]
SPALINY	675	1,48	0,351	1,1	0,0688	3,9
SPALINY	400	1,42	0,497	0,61	0,04934	3,05
VODA	70	4094	977,8	0,00415	0,6495	40
VODA	62,5	4107	981,9	0,00457	0,6433	44,9

tab. 6.2 – termodynamické veličiny varianty potřebné pro výpočet

- **Výpočet chladicího výkonu, hmotnostních toků a rychlostí proudění:**

chladicí výkon chladiče, kdy počítám s 10% ztrátou tepla do okolí

$$\dot{Q}_{T.V.1} = \dot{V}_{SP,N} \cdot cp_{SP} \cdot (t_{SP,IN} - t_{SP,OUT}) \cdot 0,9 \quad \dot{Q}_{T.V.1} = 50,38 [kW] \quad (6.3)$$

hmotnostní tok vody

$$\dot{M}_W = \frac{\dot{Q}_{T.V.1}}{\left(\frac{cp_W}{\rho_W}\right) \cdot (t_{W,OUT} - t_{W,IN})} \quad \dot{M}_{ch} = 1,2 [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.4)$$

objemový tok vody

$$\dot{V}_W = \frac{\dot{M}_W}{\rho_W} \quad \dot{V}_W = 1,2 \cdot 10^{-3} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (6.5)$$

rychlost proudění spalin

$$w_{SP} = \frac{\dot{V}_{SP}}{S_{SP}} \quad w_{SP} = 5,3 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.6)$$

rychlost proudění vody

$$w_W = \frac{\dot{V}_W}{S_W} \quad w_W = 0,08 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.7)$$

- **Výpočet součinitele přestupu tepla pro vodu:**

Reynoldsovo kritérium

$$Re_W = \frac{w_W \cdot d_{IN}}{\nu_W} \quad Re_W = 11369 \quad (6.8)$$

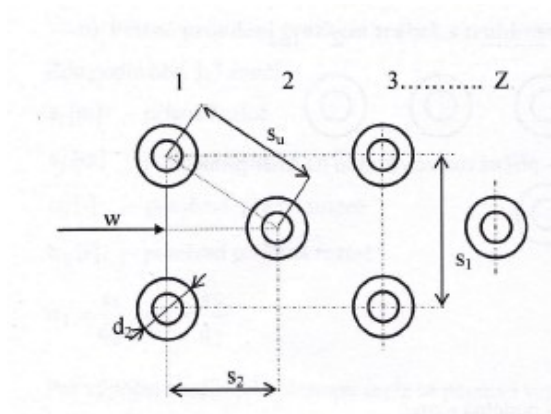
Návrh výpočtu nahřívací komory

Prandtlovo kritérium

$$\text{Pr}_w = 2,6 [-]$$

volba uspořádání trubek

Z důvodu zvýšení součinitele přestupu tepla volím střídavé uspořádání trubek.



Obr. 6.5 - střídavé uspořádání trubek [2]

Nuseltovo kritérium

$$\text{Nu}_w = c \cdot \text{Re}_w^n \cdot \text{Pr}_w^{0,33} \cdot \varepsilon_s \quad \text{Nu}_w = 184,47 [-] \quad (6.9)$$

Kde:

$c = 0,41 [-]$ - konstanta závislosti na uspořádání trubek

$n = 0,6 [-]$ - exponent závislosti uspořádání trubek

součinitel vlivu roztečí

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{1/6} \quad \varepsilon_s = 1,017 \quad (6.10)$$

součinitel přestupu tepla pro 3 až 12 řadu

$$\alpha_{w(3-12)} = \frac{\text{Nu}_w \cdot \lambda_w}{d_2} \quad \alpha_w = 1968,6 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (6.11)$$

součinitel přestupu tepla pro celý svazek

$$\alpha_w = \frac{\varepsilon_1 \cdot \alpha_{w(3-n)} + \varepsilon_2 \cdot \alpha_{w(3-n)} + (z-2) \cdot \alpha_{w(3-n)}}{z} \quad (6.12)$$

$$\alpha_w = 1853,7 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Kde:

$z = 12 [-]$ - počet řad trubek

$\varepsilon_1 = 0,6 [-]$ - součinitel vyjadřující vliv první řady

$\varepsilon_2 = 0,7 [-]$ - součinitel vyjadřující vliv druhé řady

- **Výpočet součinitele přestupu tepla pro spaliny:**

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

Reynoldsovo kritérium

$$\text{Re}_{SP} = \frac{w_{SP} \cdot d_1}{\nu_{SP}} \quad \text{Re}_{SP} = 2318 [-] \quad (6.13)$$

Prandtlovo kritérium

Pro laminární proudění je určující teplotou pro výpočet Prandtlova kritéria aritmetický střed mezi teplotou tekutiny a stěny. Teplota stěny trubky na straně spalin se bude blížit teplotě vody, jelikož na straně vody bude docházet k násobně větším přestupům tepla než na straně plynu. Volím tedy teplotu stěny trubky na straně spalin $t_s = 90^\circ\text{C}$. Určující teplota pak bude:

$$t_U = \frac{t_s + t_{SP,STR}}{2} \quad t_U = 382[^\circ\text{C}] \quad (6.14)$$

$$\text{Pr}_{SP} = 0,7549 [-] \quad (6.15)$$

Grashofovo kritérium

$$\text{Gr}_{SP} = \frac{g \cdot d_1^3}{\nu_{SP}^2} \cdot \frac{1}{t_{SP,STR} + 273,15} \cdot (t_{SP,IN} - t_{SP,OUT}) \quad (6.16)$$

$$\text{Gr}_{SP} = 40003 [-]$$

Nuseltovo kritérium

$$\text{Nu}_{SP} = 0,74 \cdot (\text{Re}_{SP} \cdot \text{Pr}_{SP})^{0,2} \cdot (\text{Gr}_{SP} \cdot \text{Pr}_{SP})^{0,1} \cdot \varepsilon_L \quad (6.17)$$

$$\text{Nu}_{SP} = 9,7817 [-]$$

součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_{SP} = \frac{\text{Nu}_{SP} \cdot \lambda_{SP}}{d_1} \quad \alpha_{SP} = 13,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.18)$$

- Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

Předběžný výpočet součinitele přestupu tepla:

Uvažuji pouze s vlivem součinitele přestupu tepla konvekcí a součinitele tepelné vodivosti, abych byl schopen určit předběžnou teplotu stěny trubky výměníku.

$$k_{l,P} = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_{SP}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \cdot \alpha_W} \right)} \quad k_{l,P} = 2,09 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (6.19)$$

střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{LOG} = \frac{(t_{SP,IN} - t_{W,OUT}) - (t_{SP,OUT} - t_{W,IN})}{\ln \frac{(t_{G,IN} - t_{W,OUT})}{(t_{G,OUT} - t_{W,IN})}} \quad \Delta t_{STR} = 586 [^{\circ}C] \quad (6.20)$$

předběžný výpočet tepelného toku

$$q_P = k_{l,P} \cdot \Delta t_{STR} \quad q_P = 1269 [W \cdot m^{-1}] \quad (6.21)$$

předběžný výpočet teploty vnitřní stěny trubky

$$t_{1,S,P} = t_{SP,STR} - \frac{q}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_{SP} \cdot d_{IN}} \quad t_{1,S,P} = 74,78 [^{\circ}C] \quad (6.22)$$

Stanovení emisivity spalin:

Emisivita je určena jen pro více zářící prvky spalin (CO_2, H_2O) u ostatních prvků je její vliv zanedbatelný.

ekvivalentní délka zářícího paprsku

$$l_{EKV} = 3,4 \cdot \left(\frac{V_{SAL}}{S_{SAL}} \right) = 3,4 \cdot \left(\frac{n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot l}{n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l} \right) = 3,4 \cdot \left(\frac{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\pi \cdot d_1} \right) \quad (6.23)$$

$$l_{EKV} = 0,04335 [m]$$

parciální tlaky CO_2 a H_2O

$$p_{CO_2,OK} = p_{SP,OK} \cdot w_{CO_2} \quad p_{CO_2,OK} = 8004 [Pa] \quad (6.24)$$

$$p_{H_2O,OK} = p_{SP,OK} \cdot w_{H_2O} \quad p_{H_2O,OK} = 18528 [Pa] \quad (6.25)$$

Pro odečet z diagramu je nutné vynásobit ekvivalentní délku zářícího paprsku s parciálním tlakem jednotlivých plynů.

$$p_{CO_2} \cdot l_p = 355,3 [Pa \cdot m] \quad (6.26)$$

$$p_{H_2O} \cdot l_p = 822,39 [Pa \cdot m] \quad (6.27)$$

Emisivita prvků CO_2 a H_2O je určena pro střední teplotu spalin v ohřívací komoře dle [6] a korekční součinitel β , je odečten z [6].

$$\varepsilon_{SP} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} \cdot \beta \quad \varepsilon_{SP} = 0,0551 [-] \quad (6.28)$$

Kde:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,032 [-]$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,021 [-], \beta = 1,1 [-]$$

součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{SAL} = 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_{MAT} + 1}{2} \cdot \varepsilon_{SP} \cdot T_{SP,STR}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{1,S,P}}{T_{SP,STR}} \right)^{0,36}}{1 - \left(\frac{T_{1,S,P}}{T_{SP,STR}} \right)} \quad (6.29)$$

$$\alpha_{SAL,OK} = 0,94 [W \cdot m^{-2} K^{-1}]$$

kde:

$$\varepsilon_{STE} = 0,48 - \text{emisivita povrchu výhřevné plochy [4]}$$

- **Výpočet tepelného toku prostupem tepla a teplot stěn trubek chladiče:**

součinitel prostupu tepla

$$k_l = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{d_1 \cdot (\alpha_{SP} + \alpha_{SAL})} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \cdot \alpha_W} \right)} \quad (6.30)$$

$$k_l = 2,25 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

tepelný tok pro 1m stěny trubky

$$q = k_l \cdot \Delta t_{LOG} \quad q = 1318,5 [W \cdot m^{-1}] \quad (6.31)$$

vnitřní teplota stěny trubky

$$t_{1,S} = t_{SP,STR} - \frac{q}{\pi} \cdot \frac{1}{(\alpha_{SP} + \alpha_{SAL}) \cdot d_1} \quad t_{S,in} = 93 [^{\circ}C] \quad (6.32)$$

vnější teplota stěny trubky

$$t_{2,S} = t_{W,STR} + \frac{q}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_W \cdot d_2} \quad t_{S,out} = 74 [^{\circ}C] \quad (6.33)$$

- **Výpočet délky chladiče**

délka všech trubek chladiče

$$l = \frac{\dot{Q}_{T.V.1}}{q} \quad l = 38,2 [m] \quad (6.34)$$

délka svazku trubek

$$l_{SV} = \frac{l}{2 \cdot n} \quad l = 0,58 [m] \quad (6.35)$$

6.3.2 Zhodnocení výsledků výpočtů

Pro lepší přehlednost ve výsledcích je uvádím v tab. 6.3.

typ	T.V.1	T.V.2	jednotky
chladicí výkon	50,38	24,92	[kW]
množství chladicí vody	1,2	1,2	[kg.s ⁻¹]
Reynoldsovo kritérium voda/plyn	11368/2318	10908/3110	[-]
součinitel přestupu tepla voda/plyn	1854/13,2	1740/11	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
součinitel přestupu tepla sáláním	0,94	0,43	
součinitel prostupu tepla	2,25	1,82	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
teplo sdělené 1m trubky	1318	590	[W.m ⁻¹]
potřebná délka trubek	38,2	42,2	[m]
délka svazku trubek	0,59	0,63	[m]

Tab. 6.3

Při návrhu tepelných výměníků jsem se snažil docílit stejných rozměrů těchto výměníků zapojených v jedné větvi, při zachování stejného průtoku chladicí vody. Toto se mi uskutečnit nepodařilo a dle výsledků budou výměníky T.V.2 a T.V.4 vybaveny o 4 cm delším trubkovým svazkem než výměníky T.V.1 a T.V.3. Ostatní rozměry výměníku jsou však stejné. Plášť výměníku je navržen tak, aby vyhovoval rozměrům delšího svazku. Toto opatření sníží výrobní náklady na tyto výměníky. Trubkový svazek jsem volil obdélníkového průřezu z důvodu jeho snadnější konstrukce a nižší ceny, než by tomu bylo při užití kruhového tvaru. Koncepce výměníků a jejich základní rozměry jsou na obrázcích 6.6 a 6.7.

Tepelná bilance systému využití odpadního tepla:

Teplo předané to chladicí vody:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{Q}_{T.V.1} + \dot{Q}_{T.V.2} + \dot{Q}_{T.V.3} + \dot{Q}_{T.V.4} \quad \dot{Q}_{ch} = 150,6 \text{ kW} \quad (6.36)$$

Teplo předané do vody topné a TUV skrze akumulární nádrž, kdy počítám s 90% tepelnou účinností této nádrže:

$$\dot{Q} = 0,9 \cdot \dot{Q}_{ch} \quad \dot{Q} = 135,5 \text{ kW} \quad (6.36)$$

Návrh výpočtu nahřívací komory

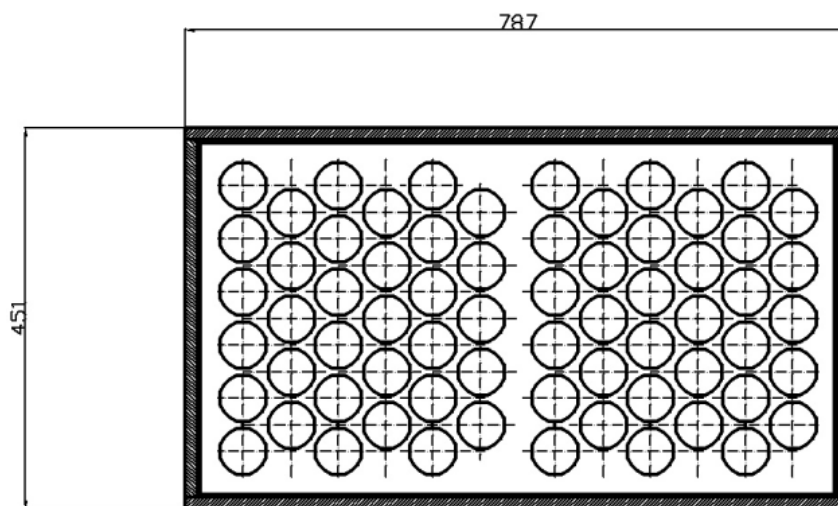
Zbylý tepelný výkon využitelný pro sušárnu, kdy počítám s takovou teplotou na výstupu ze sušárny, aby nedošlo k poklesu teploty pod rosný bod spalin. Doporučoval bych dodržení výstupní teploty spalin 140°C. Tepelný výkon pak bude:

$$\dot{Q}_{SUŠ.} = \dot{V}_{SP,N} \cdot cp_{SP} \cdot (t_{SP,IN} - t_{SP,OUT}) \quad \dot{Q}_{SUŠ.} = 44,9 [kW] \quad (6.37)$$

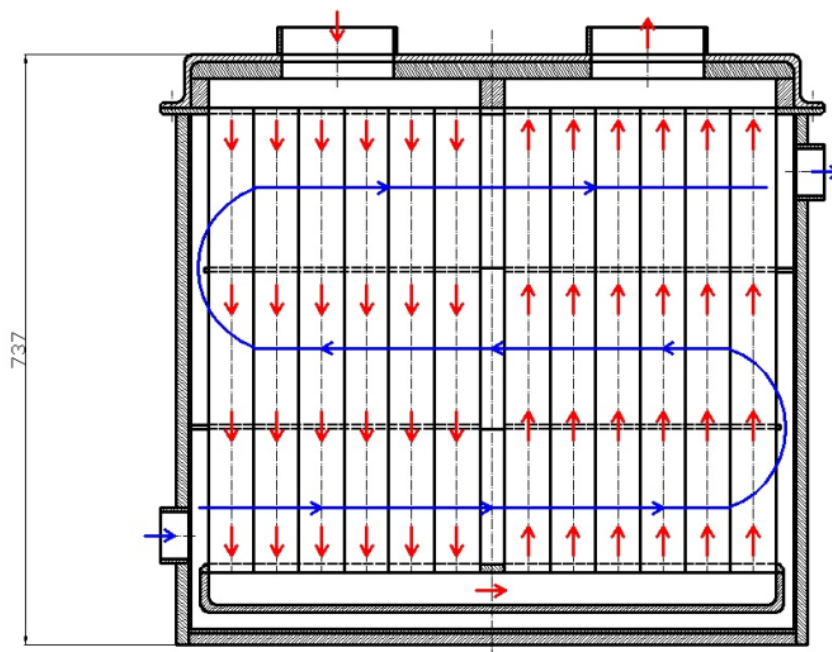
Kde:

$$cp_{SP} = 1,37 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] - \text{měrná tepelná kapacita pro střední teplotu spalin}$$

Schéma zjednodušeného návrhu tepelných výměníků:



Obr. 6.6 – řez svazkem trubek tepelného výměníku



Obr. 6.7 – řez tepelným výměníkem s vyznačenými toky tekutin (modře voda a červeně spaliny)

7 Závěr

V úvodní části práce byla provedena kontrola návrhu ohřívací komory pyrolýzní jednotky. Kontrola byla provedena za pomoci analytických a numerických výpočtů. Kdy analytické výpočty obsahují tepelnou bilanci prostor, součinitelů přestupu tepla a tepelných toků do zpracovávaného materiálu. Všechny analytické výpočty jsou provedeny prostřednictvím programu Microsoft Excel. Numerickými výpočty je vytvořen matematický model proudění spalin v nahřívací komoře. Pomocí tohoto modelu jsou vytvořena teplotní pole uvnitř retorty a jsou vyhodnoceny všechny potřebné energetické a hydraulické veličiny proudu spalin. Matematické modely byly vytvořeny programem Ansys Fluent.

Z výpočtů vyplynulo, že stávající návrh ohřívací komory respektive všech nahřívacích prostor je nedostatečný z důvodu nedostatečného tepelného toku do zpracovávaného materiálu. Bylo tedy nutné provést takové optimalizační úpravy návrhu, aby bylo docíleno požadovaného tepelného toku.

V návrhu tedy byly provedeny dvě zásadní změny. Byla provedena úprava geometrie proudu spalin tak, že se do nahřívacích prostor vhodně instalovaly dvě přídatné šroubovice, usměrňující tok spalin. Tímto zásahem došlo k navýšení součinitele přestupu tepla na straně spalin a tím i ke zvýšení celkového tepelného toku. Tato samotná úprava by však nestačila k docílení požadovaného tepelného toku. Druhou změnou bylo navýšení teploty spalin změnou spalovací komory hořáku. Dosavadní spalovací komora umožňovala produkovat spaliny o teplotě 950°C. Po výměně spalovací komory za komoru z karbidu křemíku je možno produkovat spaliny o teplotě 1200°C. S ohledem na navržený konstrukční materiál nahřívacích prostor jsem volil nastavení hořáku na produkci spalin o teplotě 1100°C. Touto změnou se dosáhlo větší teplotní difference mezi ohřívaným materiálem a spalinami a tím pádem k výraznému navýšení tepelného toku do tohoto materiálu.

Výsledkem optimalizačních úprav je navýšení tepelného toku do zpracovávaného materiálu na 73,5 kW, tato hodnota je nyní o 8,3 kW vyšší oproti požadovanému tepelnému toku 65,2 kW. Tento přebytek je však výhodný, protože se tak prodlouží prostor pyrolýzní komory, ve kterém bude docházet k výrazné tvorbě pyrolýzního plynu.

Poslední částí práce je návrh vhodného využití odpadního tepla spalin z pyrolýzní jednotky. Rozhodl jsem se přebytečné teplo spalin využít pro vytápění a ohřev TUV

v objektu, ve kterém se zařízení nachází. Dále je odpadní teplo spalin využito pro sušení materiálu před jejich pyrolýzou.

Spaliny jsou tedy nejprve chlazeny soustavou tepelných výměníků. V této soustavě předají část své tepelné energie do vody. Tato voda pak ohřívá vodu v akumulární nádrži. Snahou bylo docílit optimálních rozměrů tepelných výměníků tak, aby je bylo možné instalovat za stávající jednotku. Také byl brán ohled na to, že Pyrolýzní jednotka je experimentální a produkce spalin nebude konstantní. Z toho důvodu je soustava vybavena čtyřmi výměníky, kdy se při nižším výkonu jednotky bude využívat nižšího počtu výměníků pro chlazení.

Řešení této práce pro mne bylo velkým přínosem, jelikož její vypracování bylo velmi náročné a musel jsem tedy prohloubit své znalosti v mnoha ohledech. Jedním z nejdůležitějších přínosů je přiblížení k technické praxi, protože se jedná o reálnou jednotku, která byla v době řešení práce ve výstavbě. Mohl jsem tedy pozorovat kolik věcí a problémů se musí řešit při konstrukci a návrhu tohoto zařízení. Navázal jsem zde také pracovní styky s odborníky, se kterými doufám budu dále spolupracovat. Dalším z velkých přínosů bylo prohloubení znalostí v tvorbě matematických modelů prostřednictvím Softwaru Ansys Fluent, ve kterém bych rád dále pracoval a tvořil.

Použitá literatura

- [1] BAŠTA, J., et al. Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách. Praha: GAS, 2001. 2500 s. ISBN 80-86176-82-7.
- [2] JIROUŠ, František. Aplikovaný přenos tepla a hmoty. Vydání 1. Praha: ČVUT, 2010. 207 s. ISBN 978-80-01-04514-5.
- [3] RAŽNJEVIĆ, K. *Termodynamické tabulky*. Vydání 1. Bratislava: Alfa, 1984. 336 s. MDT 536./083.5/.
- [4] ČERNÝ, V.; JANEBA, B.; TEYSSLER, J.: *Parní kotle*, Praha 1983
- [5] HOTTEL, H.C.; SAROFIM, A.F.: *Přenos tepla zářením*, z angličtiny přeložili B. Pokorný, J. Janata, V. Hlavačka, Praha 1979, 499 s., MDT 621.3.036.
- [6] KADLEC, Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. 1. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. SPBI SPEKTRUM. ISBN 978-80-7385-061-6.
- [7] KOZUBKOVÁ, M.; BLEJCHAŘ, T.; BOJKO, M. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. 1. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2491-8.
- [8] SAZIMA, Miroslav. *Sdílení tepla*. Vydání druhé. Praha: ČVUT, 1978.
- [9] OBROUČKA, Karel. *Termické odstraňování a energetické využívání odpadů*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství, 2001, 140 s. ISBN 80-248-0009-8.
- [10] Kolektiv autorů. *Plynárenská příručka*. Vydala s.r.o. Gas Praha 1997.
- [11] HOLZBECHER, Kristián. *Plynové hořáky*. Vyd.1., STNL – Nakladatelství technické literatury, Praha, Česká Republika, 111 s.
- [12] KOLAT, P. *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB Ostrava, 1987.
- [13] RYBÍN, M. *Spalování paliv a hořlavých odpadů v ohništích průmyslových kotlů*. SNTL Praha, 1985.
- [14] Pyrolýza. In: VŠB [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/FRVS/CD_biomasa_nove/Pdf/Pyrolyza.pdf
- [15] Akumulační nádrže. In: Reflex [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.reflexcz.cz>

- [16] Výhřevnost a složení zemního plynu. In: TZB-info [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz>
- [17] Mikrochladiče. In: REKO-Praha [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.reko-praha.cz>
- [18] Sušárny. In: Tenza [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.tenza.cz>
- [19] Příručka. *Energetické využití odpadů*. Vydalo Ministerstvo průmyslu a obchodu 2010.

Seznam příloh

Příloha [A]: Výkresová dokumentace

[A1] – dílenský výkres závitu šroubovice VSBP-02-009N-1

[A2] – výkres svarku přídavné šroubovice VSBP-02-009SN

[A3] – výkres svarku optimalizační úpravy retorty VSBP-02-000SN

[A4] – upravená sestava pyrolýzní jednotky VSBP

[A5] – původní návrh pyrolýzní retorty

Příloha [B]: Dokumentace k hořáku RA-HP1-06

Příloha [C]: Tabulka – globální nastavení sítě matematického modelu

Příloha [E]: CD s tímto obsahem:

- text diplomové práce
- přílohy A až C